

UNIVERSITA' DEGLI STUDI DI NAPOLI FEDERICO II



**FACOLTA' DI INGEGNERIA
DIPARTIMENTO DI INGEGNERIA NAVALE**

**DOTTORATO DI RICERCA IN INGEGNERIA AEROSPAZIALE,
NAVALE E DELLA QUALITA'
XIX CICLO**

*“Valutazioni teoriche, numeriche e sperimentali
delle proprietà di trasmissione sonora
(Transmission Loss) di pannelli piani”*

Dottorando: Ing. Fabio Russo
Tutor: Prof. Flavio Balsamo, Prof. Sergio De Rosa, Prof. Franco Quaranta
Coordinatore: Prof. Antonio Moccia

Napoli, Novembre 2006

INDICE

INTRODUZIONE	6
CAPITOLO 1 – MOTIVAZIONI E STATO DELL’ARTE IN AMBITO NAVALE	
1.1 Generalità	9
CAPITOLO 2 – CONCETTI DI BASE	
2.1 Elementi di acustica	24
2.2 Elementi di strutture	31
2.3 Cenni di analisi modale	32
CAPITOLO 3 – MATERIALI COMPOSITI	
3.1 Introduzione definizioni	35
3.2 Matrice di rigidezza della singola lamina e del laminato	37
3.3 Teoria della piastra sottile per un laminato	39
CAPITOLO 4 – TRASMISSIONE DEL SUONO ATTRAVERSO PANNELLI	
4.1 Introduzione	42
4.2 Il caso della parete sottile	44
4.3 Legge di massa	46
4.3.1 Onda acustica ad incidenza normale	47
4.3.2 Onda acustica ad incidenza obliqua e campo acustico diffuso	48
4.4 Pannello finito in coordinate discrete	49
4.5 Sviluppo del calcolo matriciale della formulazione in coordinate discrete	53
4.5.1 Sviluppo del calcolo matriciale della formulazione in coordinate discrete in forma simbolica	56
CAPITOLO 5 – PROGRAMMA ANALITICO PER IL CALCOLO DELLA TRASMISSION LOSS IN UN PANNELLO DI MATERIALE ISOTROPO	
5.1 Introduzione al programma	62
5.2 Algoritmo del programma	63
5.3 Post processo dei risultati	65
CAPITOLO 6 – MODELLO AGLI ELEMENTI FINITI CON IL SOFTWARE PATRAN NASTRAN E PROGRAMMA <i>nastranisotropic</i>	
6.1 Considerazioni iniziali	68
6.2 Introduzione allo studio degli elementi finiti	68
6.2.1 Matrice di rigidezza	71
6.2.2 Matrice di massa	72
6.3 Introduzione al Patran Nastran	72
6.3.1 Geometria	73
6.3.2 Mesh	73
6.3.3 Condizioni di vincolo	74
6.3.4 Materiali	74
6.3.5 Proprietà	75
6.3.6 Analisi	75

6.3.7 Risultati dell'elaborazione Nastran.....	76
6.4 Presentazione del programma Fortran <i>nastranisotropic</i>	79
6.5 Algoritmo del programma <i>nastranisotropic</i>	79
6.6 Confronto tra le frequenze naturali e conclusioni.....	80
CAPITOLO 7 – PROGRAMMA FORTRAN PER IL CALCOLO DELLA TRASMISSION LOSS IN UN PANNELLO DI MATERIALE QUALSIASI	
7.1 Introduzione e presentazione del software <i>nastrancomposite</i>	83
7.2 Inserimento di un pannello composito in Patran.....	85
7.3 Risultati dell'elaborazione.....	85
CAPITOLO 8 – CAMPO DI VALIDITA' DELLE PROCEDURE	
8.1 Introduzione.....	90
8.2 Laminati.....	92
8.3 Programma <i>main</i> ed analisi.....	94
CAPITOLO 9 – LE MISURE SPERIMENTALI	
9.1 Introduzione.....	103
9.2 La Facility (S.M.A.R.F.).....	104
9.3 La strumentazione della S.M.A.R.F.....	112
9.4 Le prove sperimentali.....	114
9.5 I risultati.....	117
9.5.1 Pannello in alluminio (aeronautico).....	118
9.5.2 Pannello in composito single skin P1 (nautico).....	120
9.5.3 Pannello in composito single skin P2 (nautico).....	121
9.5.4 Pannello in composito sandwich P3 (nautico).....	122
9.5.5 Pannello in composito single skin P4 (nautico).....	123
CAPITOLO 10 – CONCLUSIONI E POSSIBILI SVILUPPI	
10.1 Conclusioni	125
10.2 Possibili sviluppi.....	126
APPENDICE	
A.1 Guida ai comandi utilizzati del <i>FORTRAN</i>	128
A.2 Listato Fortran 90: software " <i>pannello_analitico</i> ".....	136
A.3 Listato Matlab: Post processor dati " <i>read.m</i> ".....	143
A.4 Listato Fortran 90: software " <i>REPORT</i> ".....	145
A.5 Listato Fortran 90: software " <i>nastranisotropic</i> ".....	149
A.6 File <i>piastranastran.pch</i> relativa al primo autovalore.....	156
A.7 Listato Fortran 90: software " <i>nastrancomposite</i> ".....	167
A.8 Listato Matlab: software <i>main</i>	174
A.9 Listato Fortran 90: software " <i>mass_law_2</i> ".....	176
BIBLIOGRAFIA.....	178

INTRODUZIONE

E' ormai chiaro che il successo commerciale di un velivolo, di un'automobile, di una unità navale, dipende in maniera diretta dalla bontà dei parametri che influiscono sulla vita a bordo dei passeggeri. Tali aspetti possono riguardare l'ergonomia, il design, l'insonorizzazione e molti altri parametri che possono condizionare il tecnico progettista fin dalle prime fasi del progetto.

Oltre questo, c'è da considerare che le aspettative dei proprietari e la mole delle pubblicazioni da parte degli Enti di Classificazione sul tema del comfort a bordo (rumore e vibrazioni) impongono ai progettisti di sensibilizzarsi sempre più verso i problemi di predizione vibro-acustica dei mezzi di trasporto.

Questo aspetto va però a scontrarsi con la tendenza ad avere mezzi sempre più potenti e veloci (ed ovviamente meno silenziosi) con minori consumi e minori emissioni nocive. In altri casi, in particolare nell'industria Aerospaziale, avere delle buone previsioni sulle vibrazioni, mette al riparo da eventuali rotture a fatica che avrebbero di certo effetti devastanti.

Oltre a questi aspetti va considerata anche l'efficienza, la sicurezza e la salute delle persone che si trovano a bordo come equipaggio. Anche in questo caso appare evidente che la determinazione delle vibrazioni, del rumore, e delle loro vie di trasmissione risulta essere quanto meno auspicabile. C'è anche da considerare le richieste degli armatori che spesso (essendo già proprietari di imbarcazioni) chiedono di ridurre il livello di rumore in certi spazi particolari e di aumentare la riservatezza tra una cabina e l'altra: tali richieste arrivano a limitare i livelli anche di 10-20 dB.

Le autovetture, gli aerei, le navi, i treni rappresentano delle strutture complesse per le quali, nel campo delle frequenze udibili che vanno da 0 a 20

kHz, non esistono dei metodi semplici per la predizione del rumore e delle vibrazioni.

D'altra parte il risparmio di peso sempre auspicabile, ha portato alla realizzazione di strutture sempre più leggere con conseguente aumento della trasmissibilità del rumore.

Il rumore a bordo di imbarcazioni da diporto, è causato da diversi fattori quali il funzionamento dei motori e dei generatori, la pressione esercitata sulle superfici esterne dall'acqua e dal vento, ma anche dalle vibrazioni dei pannelli di fasciame sia esterno che interno. Analogo discorso può essere ripetuto negli stessi termini nel campo automobilistico ed aeronautico.

La corsa dunque a proporre sul mercato manufatti sempre più silenziosi ha dato origine ad un'enorme sensibilizzazione per lo studio dell'analisi della trasmissione del suono e della efficienza di radiazione dei principali materiali usati nei vari campi. In questo caso, facendo riferimento alla nautica da diporto, si parlerà di alluminio e di materiali compositi.

L'obiettivo di questo lavoro è proprio quello di caratterizzare dal punto di vista acustico il comportamento di pannelli in alluminio e in materiale composito semplicemente appoggiati lungo i bordi, valutandone le caratteristiche acustiche quali l'*efficienza di radiazione*, il *coefficiente di trasmissione* e la *transmission loss*.

La valutazione è stata eseguita essenzialmente in formulazione per coordinate discrete e con la legge della massa.

Per tale valutazione si è implementato interamente un codice in linguaggio di programmazione *Fortran* capace della completa analisi numerica ma anche, in un'altra versione, capace di sfruttare al meglio le possibilità di calcolo del software *Patran* – *Nastran* con il quale si esegue l'analisi modale del pannello.

Per l'analisi grafica si è scelto di operare col software *Matlab*.

Il ricorso al software *Patran – Nastran*, che fornisce in output il valore della deformata del pannello punto per punto e il valore di tutti gli *autovalori*, è proprio alla base della realizzazione di questo lavoro per avere uno strumento completo che permetta di ottenere immediatamente le valutazioni delle caratteristiche acustiche di un pannello, indipendentemente dal tipo di materiale con cui il pannello stesso sia realizzato.

Nella parte finale del lavoro ci si occuperà del campo di validità delle analisi effettuate mediante la definizione della griglia di calcolo nella trattazione discreta con materiali isotropi e con materiali compositi ortotropi, attraverso la valutazione del numero d'onda delle guide d'onda che interessano il pannello.

Il punto di arrivo del lavoro sarà infine l'analisi sperimentale di alcuni tipici pannelli usati nel campo della nautica da diporto e gentilmente forniti da 2 cantieri che operano nel settore. Si analizzeranno i vari pannelli e se ne mostreranno risultati e confronti.

Gli esperimenti sono stati condotti a Melito (Na) con una Facility progettata e realizzata dal Dipartimento di Progettazione Aeronautica.

CAPITOLO 1

MOTIVAZIONI E STATO DELL'ARTE

1.1 Generalità

Il mondo scientifico è molto sensibile al problema del comfort a bordo di unità navali. Molto interesse è stato mostrato negli anni alla crescente affermazione dei metodi statistico-energetici come il SEA¹, per le analisi a frequenze medio alte.

Facendo una meticolosa ricerca bibliografica, ci si è resi conto dello stato dell'arte in materia di rumore e vibrazioni a bordo di unità navali, ed è parso almeno auspicabile uno studio approfondito verso questi aspetti specialmente nel settore della nautica da diporto.

Negli ultimi anni soprattutto i grandi cantieri si sono attrezzati e sensibilizzati verso questi aspetti che sono diventati anche oggetto di normativa [29], si pensi alla sicurezza sui posti di lavoro e alle comfort class.

Si è potuto inoltre riscontrare che molto spesso invece che a dati di riferimento oggettivi, per far fronte al problema del rumore e delle vibrazioni a bordo, si fa riferimento all'esperienza e soprattutto ai prodotti che offrono ditte specializzate senza avere conoscenze specifiche sui materiali.

Pur essendo cospicuo, il materiale pubblicato in materia, è soprattutto rivolto al rumore e alle vibrazioni prodotte su navi di grosse dimensioni facendo molto spesso riferimento al solo rumore strutturale.

¹ *Statistical Energy Analysis* è uno dei principali metodi per la determinazione dei livelli vibro-acustici ad alta frequenza. Lo stato di vibrazione è espresso in termini di energie interne, dissipate e trasmesse tra un certo numero di sottosistemi nelle bande di frequenza che contengono un gran numero di modi propri.

Il metodo si basa:

- Sull'individuazione della potenza in ingresso in ciascun sotto-sistema che perciò rappresenta l'eccitazione esterna
- Sulla potenza che si trasferisce da un sottosistema all'altro
- Sulla potenza dissipata in ciascun sottosistema

Quasi del tutto assente invece, il riscontro su imbarcazioni di naviglio minore nelle quali almeno la questione del comfort risulta sempre di grande attualità avendo a che fare con armatori sempre molto esigenti.

Presa coscienza di questa carenza nel settore del diporto, ci è sembrato giusto affrontare la tematica e come punto d'inizio si è pensato di scegliere proprio la caratterizzazione acustica dei materiali, avendo la certezza di essere tra i primi ad affrontare questi aspetti in questo campo e la consapevolezza di muoverci in un settore altamente innovativo per la nautica che paga qualche ritardo rispetto al campo aeronautico.

Ci sembra giusto a questo punto dare una breve panoramica dei lavori pubblicati in materia nel settore navale per fornire un'idea concreta della situazione e di come si è evoluta nel corso degli anni.

Uno dei primi modelli di predizione è datato 1973 sviluppato da Janssen e Buitené [19] per le navi passeggeri. Si tratta di un metodo semiempirico mediante il quale si conviene che l'attenuazione del rumore strutturale indotto da una sorgente sul cielo di una cassa del doppio fondo, si attenua di 5dB per ognuno dei primi 4 ponti incontrati, mentre per i seguenti l'attenuazione è di 2dB. In generale, i risultati mostrano che l'attenuazione del rumore strutturale attraverso una discontinuità come può essere un ponte, è funzione della frequenza e della geometria della struttura in acciaio.

Una tecnica adottata per la determinazione delle vibrazioni strutturali maggiormente adoperata per usi di tipo navale è stata presentata per la prima volta da Nilson [20] e si presta bene a rappresentare i livelli di vibrazione di elementi piani in una sezione verticale di una struttura navale per frequenze maggiori di 100 Hz che può essere considerato quale limite inferiore affinché siano verificate le ipotesi alla base del metodo:

- La struttura navale è considerata come guida per la propagazione delle onde acusto-strutturali;
- Il comportamento dinamico trasversale si può ritenere trascurabile;

- Il flusso di potenza si propaga dalla sorgente essenzialmente come onde flessionali negli elementi strutturali per ciascun sottosistema confinato tra due ordinate;
- L'accoppiamento tra i pannelli è dato dalla condizione di conservazione del momento flettente nella giunzione;

Al di sotto di tale valore di frequenza le vie di trasmissione non sono più così facilmente deducibili soltanto attraverso considerazioni di carattere geometrico. Una successiva pubblicazione sempre dovuta a Nilson ha rimosso tali limitazioni di frequenza.

Sia per i pannelli verticali che per quelli orizzontali (elementi di pareti di locali passeggeri o elementi di ponte), l'equazione delle onde flessionali libere è la seguente:

$$\nabla^2(\nabla^2 W) - k^4 W = 0$$

dove W è lo spostamento in direzione dell'asse z e k è il numero d'onda flessionale:

$$k = k_0(1 + j\eta/4)$$

dove η rappresenta lo smorzamento strutturale e k_0 il numero d'onda flessionale reale.

In generale il comportamento dinamico delle piastre in strutture di tipo navale è molto prossimo a quello delle piastre incastrate lungo i bordi per le quali è possibile scrivere la funzione spostamento nella forma semplificata:

$$W(x, y) = w(x) \cdot g(y)$$

$$g(y) = \sin\left(\frac{3\pi y}{2L_y} - \frac{\pi}{4}\right) \quad \text{per} \quad \frac{L_y}{6} \leq y \leq \frac{5L_y}{6}$$

$$g(y) = 0 \quad \text{per} \quad y < \frac{L_y}{6}; \quad y > \frac{5L_y}{6}$$

$$w(x) = A_1 \sin(k_2 x) + A_2 \cos(k_2 x) + A_3 \sinh(k_2 x) + A_4 \cosh(k_2 x)$$

$$k_2 = \left| k^2 - K_1^2 \right|^{\frac{1}{2}} \quad k_1 = \left| k^2 + K_1^2 \right|^{\frac{1}{2}}$$

$$K_1 = \frac{3\pi}{2L_y}$$

dove K_1 è il numero d'onda flessionale del primo modo proprio di un pannello incastrato sui bordi. In queste ipotesi si può anche scrivere che il momento flessionale è pari a :

$$M(x, y) = -D(\partial^2 w / \partial x^2) \cdot g(y)$$

dove D è la rigidezza flessionale del pannello.

Se si considera un sistema costituito da più pannelli dalla relazione tra le rotazioni angolari si ottiene dalla condizione di equilibrio dei momenti nella giunzione a T:

$$M_{v,n-1} + M_{h,n} = M_{v,n}$$

Una volta calcolate le rotazioni angolari alle estremità di ciascun ponte si deve definire il rapporto:

$$T_n = \gamma_n / \gamma_{n+1}$$

che servirà per il calcolo del coefficiente di trasmissione delle vibrazioni tra i ponti τ_n :

$$\tau_n = |T_n|^2$$

E' così finalmente possibile determinare la velocità quadratica media di ciascun ponte mediante una relazione in funzione dei numeri d'onda flessionali e del coefficiente di trasmissione. La formula si differenzia a seconda che sia $k_{n+1} > K_1$ o $k_{n+1} < K_1$.

Tale metodologia è facilmente applicabile a strutture che si presentano geometricamente come telai e consente un'analisi di predizione acustica solamente mediante l'utilizzo di formule semiempiriche. Un modello SEA invece consente una maggiore versatilità indipendentemente dalla tipologia strutturale e, basandosi sugli scambi di energia tra sistemi, consente anche un'agevole indagine acustica.

Un secondo lavoro molto interessante è stato presentato nel 1995 da Hynna, Klinge e Vuoksinen [28] per la predizione della trasmissione del rumore

strutturale nelle strutture navali saldate. In questo caso a differenza di ciò che si fa usualmente, e cioè la modellazione di tutta la struttura da analizzare al SEA si è proceduto ad una fase di pre-processing con il FEM² per ridurre il tempo di modellazione.

Il metodo è presentato per una nave passeggeri (*Crown Jewel* costruita in Spagna ai Cantieri navali riuniti di Levante) con più di 5000 elementi e più di 17000 ramificazioni di accoppiamento ed è mostrato anche un paragone con una nave oceanografica (costruita in Finlandia dalla *Finnyards*) e una portacontaineri (costruita in Spagna dai cantieri *Astilleros Reunidos Del Nervino*).

Per le tre unità è stata applicata la metodologia SEA in fase progettuale che è stata successivamente confrontata con misurazioni dirette sulle unità costruite e con valori avuti mediante l'applicazione di metodologie empiriche.

Il metodo mostra come sia possibile definire la geometria della nave mediante un modello FEM con nodi e aste, e come questo può meglio seguire la geometria reale della struttura in acciaio e ottimizzare la larghezza di banda basata sulla geometria.

L'equazione alla base del metodo SEA:

$$\bar{P} = \omega \cdot \bar{E} \cdot \eta$$

è simile a quella utilizzata dal FEM:

$$[K]\{U\} = \{F\}$$

dove $[K]$ è la matrice di rigidezza strutturale e corrisponde alla matrice dei *loss factor*³, $\{U\}$ è il vettore spostamento e corrisponde al vettore $\{E_i/n_i\}$ ed $\{F\}$ è il vettore forza applicata che corrisponde al vettore $\{P_i\}$ nel SEA.

² *Finite Element Method*

³ Il *loss factor* del sottosistema i-esimo è definito come il rapporto tra la potenza dissipata e l'energia disponibile nello stesso sottosistema

$$\eta_i = \frac{P_{i,diss}}{\omega \cdot E_i}$$

Nel FEM gli elementi della matrice di rigidezza sono formati separatamente e assemblati successivamente nella matrice di rigidezza globale:

$$[K] = \sum_i [K]^i$$

dove $[K]^i$ è la matrice di rigidezza dell'i-esimo elemento.

Nell'applicazione SEA l'assemblaggio della matrice simmetrica dei loss factor si ottiene da:

$$[Y_s] = [Y]^{(d)} + \sum_i [Y_s]^{(i)}$$

dove la sommatoria copre tutti gli accoppiamenti che poi corrispondono agli elementi del FEM. Il vantaggio del preprocessing con il FEM sta nella possibilità di usare un codice molto più ampio che contiene anche le parti SEA. L'approccio FEM richiede una lista degli elementi che servirà all'assemblaggio della matrice dei *loss factor*.

Nel caso dell'unità oceanografica tra la stima SEA (1148 sottosistemi analizzati) e il livello di pressione sonora in dB(A)⁴ è stata riscontrata una differenza di (4.1±1.1) dB con otto spazi di diverso tipo analizzati, per la portacontenitori (7930 sottosistemi) e la nave passeggeri (17449 sottosistemi) si sono riscontrati risultati ugualmente soddisfacenti.

Nel caso della *Crown Jewel* è stata data particolare attenzione alla differenza del livello di vibrazione tra i vari ponti mediante l'eccitazione di un solo sottosistema posizionato nel doppio fondo al di sotto di uno dei motori principali di propulsione. La forma dello spettro della potenza in ingresso è simile a quella del motore ma leggermente incrementata per ottenere delle risposte ragionevoli. Quello che si può certamente dire è che la vibrazione si trasmette più facilmente in direzione verticale avendo a disposizione paratie e fasciami dei fianchi come principali vie di propagazione rispetto alla

⁴ Livello del rumore all'orecchio dell'ascoltatore⁴ Il *loss factor* del sottosistema i-esimo è definito come il rapporto tra la potenza dissipata e l'energia disponibile nello stesso sottosistema

$$\eta_i = \frac{P_{i,diss}}{\omega \cdot E_i}$$

⁴ Livello del rumore all'orecchio dell'ascoltatore

direzione longitudinale dove la propagazione stessa è ostacolata dalla complicata struttura del doppio fondo dove la *transmission loss* è più alta.

La *transmission loss* orizzontale, utilizzando il metodo SEA, risulta più bassa quando si incrementa la frequenza. Questo è dovuto allo scarso smorzamento alle alte frequenze e perchè nessun elemento di volume acustico è stato adoperato al di fuori del locale Macchine e dei locali Ventilazione; inoltre non si è tenuto conto delle onde di compressione piane e del taglio che hanno un certo rilievo quando il rumore strutturale si propaga per grandi distanze. Ad ogni modo questo non deve essere preso come aspetto fondamentale perché le basse frequenze sono quelle di maggior interesse quando si misurano i livelli di pressione sonora in ambito navale. Da tale articolo è anche persa evidente l'attenzione che bisogna porre sia nell'eseguire le misure, tenendo in conto che probabilmente la nave alle prove non risulta completamente allestita, sia nella determinazione dei parametri SEA. Avere parametri di input di alta qualità risulta essenziale per ottenere delle stime accurate. Questo particolare è molto sentito nel caso della potenza in input quando si parla di rumore strutturale, dei vari tipi di macchinari e delle eliche. Il modello SEA per questa nave passeggeri avente 5143 elementi e 17449 sottosistemi è stato calcolato con tre computer *MicroVaxII* e sono state necessarie circa 13 ore (probabilmente oggi, con un pc moderno ne servirebbero meno).

Altro lavoro molto importante è quello eseguito da Tracth come tesi di Dottorato di ricerca al *MIT* [21], nella quale è molto ben analizzata la trasmissione del rumore strutturale mediante l'utilizzazione dello *Statistical Energy Analysis* per una nave militare brasiliana da 2.000 tonnellate ed è anche affermato che questo tipo di approccio è quello più utilizzato per lavori riguardanti l'analisi del rumore a bordo di una nave.

In questo caso vista la gran mole di lavoro per analizzare tutta la struttura della nave, si è ristretta l'indagine alle sole strutture del fondo dove sono

presenti le sorgenti maggiori (motori principali, ausiliari, linea d'assi ecc.) e si è costruito ed investigato un modello. L'intervallo di frequenza d'interesse va da 0.63 a 20 kHz per includere il range delle basse frequenze dove ci si aspetta una predizione non molto accurata e le alte dove sicuramente ci sarà una migliore risposta SEA e il movimento flessionale risulta essere predominante.

Questo lavoro può essere considerato come l'inizio di una dettagliata analisi SEA della trasmissione del rumore strutturale attraverso le strutture del fondo della nave di riferimento.

Il punto iniziale delle analisi è stato concepire un modello strutturale in scala simile ad un piatto senza rinforzi considerando le interazioni delle macchine con i basamenti. Nonostante la semplicità del modello, esso offre delle sfide interessanti per il SEA nel range di frequenza di interesse. Per capire meglio la trasmissione della vibrazione il modello base fisico è formato in 4 step. Sono stati investigati 2 modelli analitici: uno assume che la trasmissione è associata al solo movimento flessionale, l'altro che i movimenti piani (longitudinali e di taglio) sono compresi e il trasferimento di energia fra tre differenti movimenti è preso in considerazione. L'*internal loss factor* è determinato per ogni pannello con il metodo degli smorzamenti (decay method). La *densità modale*⁵ è ottenuta sperimentalmente quando il numero dei modi è minore di 12 in ogni banda di frequenza, e usando le formule per la densità modale quando il numero dei modi è maggiore. I *coupling loss factor*⁶ sono determinati usando l'approccio ondulatorio del campo vibrazionale.

Sulla base dei parametri SEA trovati, si è tentato di identificare le principali vie di trasmissione.

⁵ La *densità modale* è il rapporto tra il numero di modi propri (frequenze naturali) N esistenti in un assegnato intervallo di frequenza Δf e quest'ultimo. Con essa è possibile stimare il numero dei modi che risuonano statisticamente in un intervallo di frequenza

⁶ Il *Coupling Loss Factor* governa gli scambi energetici tra sottosistemi ed è definito dalle equazioni di base del SEA

Infine le equazioni di bilancio di energia sono state utilizzate per predire in ogni step i livelli di energia dei vari sottosistemi in ogni pannello. I valori risultanti sono stati confrontati con quelli risultanti dalle misure sperimentali di laboratorio.

Il bilancio energetico è stato utilizzato anche per investigare brevemente sull'influenza dei *loss factors* nella predizione dei livelli di energia, nella potenza dissipata in alcuni pannelli e per determinare il flusso di potenza netto fra sottosistemi e la potenza dissipata in ogni sottosistema.

Le conclusioni basilari derivanti dal confronto dei risultati sperimentali con quelli SEA sono:

1. il movimento piano e le trasformazioni di energia alle discontinuità strutturali giocano un ruolo importante nella trasmissione attraverso il modello base;
2. l'accordo tra i risultati è abbastanza buono (dentro i 3 dB) specialmente considerando che in diverse bande di frequenza un piccolo numero di modi piani e/o flessionali sono presenti in alcuni pannelli.

In ogni caso i risultati raggiunti in questo lavoro sono abbastanza buoni e tali da giustificare future ricerche per avere informazioni più complete sulla trasmissione delle vibrazioni attraverso i basamenti dei macchinari e le strutture del fondo, sempre con l'applicazione del *Statistical Energy Analysis*. In un altro lavoro dovuto sempre a A. C. Nilsson del 1983 [22], sono presentati dei modelli per descrivere le onde flessionali in strutture di acciaio rinforzato tipiche nelle costruzioni navali. Nel lavoro sono in particolare presentati due modelli uno valido per la gamma delle basse frequenze (31.5 Hz – 125 Hz), e l'altro per le medio alte (250 Hz – 8 kHz). I risultati di predizione sono poi stati comparati con quelli eseguiti su una nave al vero. L'attenuazione del rumore strutturale è misurato e predetto per un pannello tra due ordinate successive dal basamento del motore al cielo della

sovrastuttura. Altra analisi effettuata è la misura del livello sonoro indotto dal rumore strutturale nelle cabine. Le conclusioni sono che la propagazione del rumore strutturale può essere predetta con questi modelli relativamente semplici in combinazione con i principi basilari dell'acustica. L'uso di programmi di predizione rende possibile avere anche nelle fasi di progetto una stima abbastanza accurata del livello di rumore a bordo di una nave. E se ad esempio, nelle prime fasi della progettazione ci si accorge che il progetto stesso non sia "acusticamente certo", è possibile incrementare l'isolamento o comunque adottare prontamente i dispositivi più adatti a ridurre i livelli di pressione sonora. Un programma di predizione vibro-acustica dà inoltre la possibilità di cercare le soluzioni più economiche per realizzare le condizioni richieste dalle normative o dagli armatori. In generale, una predizione dei livelli sonori dovrebbe essere effettuata come normale procedura su tutte le nuove costruzioni.

I dati necessari per uno studio di predizione acustica possono essere:

- descrizione e tipo di motori;
- eliche e altre sorgenti;
- disegno delle strutture e sistemazioni generali;
- descrizione dei dispositivi smorzanti.

I parametri acustici necessari per motori, eliche, dispositivi smorzanti possono essere ottenuti da banche dati oppure possono essere stimati. In ogni caso, le previsioni basate sulle misure al vero sono sempre preferite. La qualità dei dati in ingresso è ovviamente fondamentale per avere una discreta qualità dei valori in uscita.

Un programma può infine rendere possibile gli effetti di un cambio di installazione dei dispositivi smorzanti come pavimenti galleggianti, pannelli isolanti, supporti elastici per i motori o nuovi progetti dell'elica. I risultati mostrano come sia possibile in questo modo ottimizzare il progetto in modo

da avere perlomeno i valori migliori in corrispondenza delle cabine e degli spazi per i passeggeri.

In *Sound transmission characteristics of ship structure* [24] del 1995, si parla invece in maniera approfondita di smorzatori, supporti elastici e isolatori che prevengono la trasmissione del suono attraverso le complicate strutture di una nave. Gli isolatori sono degli elementi strutturali aggiunti, ed il loro effetto dipende dal cambiamento di impedenza acustica che introduce nella giunzione: tutti i cambiamenti nella configurazione e/o nel cambiamento di direzione di un'onda riflettente anche di pochi gradi attenua la propagazione sonora. Il materiale con cui di solito si costruiscono strutture navali è chiaramente l'acciaio che ha uno smorzamento interno trascurabile. Per questo motivo si cerca di incrementare il *loss factor* della struttura mediante l'apposizione di strati di materiale smorzante. Questa strada è spesso poco praticabile nel caso di strutture navali per la loro complessità. Secondo Radanović in diversi casi, l'apposizione di masse aggiuntive e cappotti smorzanti visco-elastici può essere utile.

Altre pubblicazioni prendono in considerazione la questione che spesso una nave non è solo luogo di svago, ma è anche luogo di lavoro e quindi di dimora per periodi molto lunghi. L'esposizione continuativa al rumore può causare danni anche molto seri all'apparato uditivo oltre che arrecare problemi immediati al comfort, alle performance e alla sicurezza. Il significato del rumore e delle vibrazioni su salute, sicurezza e comfort a bordo di navi o piattaforme si è riflesso in un numero molto grande di regolamenti nazionali, codici internazionali e standard. Si pensi ad esempio alla Legge Italiana che regola il livello di pressione sonora massima cui possono essere esposti in maniera continuativa gli imbarcati sulle navi da pesca.

Per quanto riguarda invece il comfort i vari Registri di classificazione come RINA, ABS, Germanischer Lloyd ecc. pubblicano ormai con continuità

regolamenti sempre più restrittivi per avere la Comfort Class: prima di iniziare un nuovo progetto è caldamente raccomandata la loro lettura.

Un'indagine molto interessante [16] e che più si avvicina al percorso che andremo ad intraprendere è stata condotta sui diversi tipi di trattamenti usati per ridurre le vibrazioni e il rumore indotto negli spazi di soggiorno a bordo di un fast ferry.

Tale indagine è stata condotta dall'Università di Genova nel laboratorio di strutture.

In ogni configurazione, sono state considerati due effetti:

- capacità di diminuire l'ampiezza delle vibrazioni nelle strutture;
- isolamento realizzato tra un pannello di ponte e la superficie del trattamento.

I pannelli analizzati sono di acciaio e i trattamenti superficiali sono stati realizzati con materiale viscoelastico e lana di roccia.

Questi sono solo alcuni degli articoli riscontrati ma comunque bastano per dire che nel settore navale si è già lavorato abbastanza in questo campo non affrontandolo però con tutte le metodologie a disposizione e trascurandone vari aspetti.

Nel settore del diporto è stata riscontrata una grossa carenza di studi effettuati sul rumore a parte una pubblicazione che si occupa del rumore interno alle cabine e ai saloni di uno yacht di lusso in due diverse condizioni di carico presentata all'Internoise '99 da Juha Plunt dell'Istituto Ingemansson di Göteborg [17].

Anche in questo caso comunque ci si è trovati di fronte ad uno studio di carattere predittivo e nulla si è detto circa le caratteristiche proprie dei materiali e di come poterle caratterizzare preventivamente.

L'articolo in questione mostra come sia possibile attraverso un'applicazione SEA la predizione sia del rumore ambientale sia del rumore strutturale trasmesso dalle maggiori sorgenti presenti al salone e alle cabine dello yacht.

L'aspetto da centrare è spesso quello di rientrare nelle “best in class” concernenti il comfort dal rumore. Il software utilizzato è LMS-SEADS.

In questo caso si è avuto a che fare con 150 elementi per analizzare 10 spazi a bordo. Per il SEADS i 150 elementi sono fisici, cioè pannelli, mensole e cavità acustiche che generalmente contengono i diversi tipi di onde (flessionali, trasversali e longitudinali). Questo ovviamente comporta un incremento dei sottosistemi che arrivano a circa 400.

L'uso delle proprietà materiale, forma e sezione nel programma è assolutamente consigliato visto il carattere di ripetitività delle strutture e delle sezioni. Inoltre la semplice modellazione delle proprietà e dei casi di carico è stata usata per separare i contributi delle sorgenti.

Avere dei buoni dati in ingresso è cosa molto ardua ma necessaria per avere delle buone previsioni nei diversi ambienti a bordo. Le forze derivanti dai supporti elastici del motore sono espresse come livelli di velocità ed i dati di partenza possono essere ottenuti dai costruttori o da misure eseguite a bordo di una barca esistente.

I supporti elastici determinano le forze di eccitazione al basamento e avere un'affidabile trasferimento dinamico dei dati di rigidità è tanto importante quanto difficile da ottenere dai produttori.

I materiali plastici rinforzati con fibre di vetro e le strutture sandwich sono conosciute come radiatori sonori molto efficienti, e la loro corretta modellazione almeno per le frequenze superiori a 1 – 2 kHz è essenziale per avere affidabili predizioni del livello di rumore. Altre caratteristiche importanti sono gli effetti delle masse aggiunte dei carichi dinamici dovuti all'acqua sulla carena tenuto conto della leggerezza e rigidità delle strutture plastiche rinforzate.

La predizione sia del rumore strutturale che di quello ambientale è stato successivamente paragonato con le misurazioni eseguite a bordo di uno yacht simile ma leggermente più piccolo.

Le misure a bordo hanno riguardato:

- misure sonore ambientali per tutti i compartimenti;
- misure di vibrazione ai basamenti, nella regione delle eliche e in diversi altri punti della carena a diverse velocità di crociera e alle condizioni di attracco;
- misure sonore ambientali nelle cabine e nel salone con eccitazione sonora nel solo locale macchine.

I risultati sono stati abbastanza confortevoli con spostamenti massimi dell'ordine dei 5–8 dB rispetto a quelli misurati sulla barca al vero.

Nell'articolo è mostrata in particolare una tipica predizione per diverse velocità di crociera per un unico ambiente (salone).

Degli aspetti qualitativi immediati che si possono trarre sono che la trasmissione del rumore ambientale domina a frequenze medio alte per gli spazi in vicinanza del locale macchine e che il rumore strutturale a basse frequenze specialmente alle frequenze di funzionamento del motore è altrettanto importante.

Sono poi state investigate differenti soluzioni atte a diminuire i livelli di pressione sonora e sono state apportate modifiche al progetto della carena e all'isolamento delle paratie.

Prima di tutto però, è stato analizzata la possibilità di ridurre le vibrazioni in ingresso al basamento del motore; questo è stato realizzato mediante l'irrigidimento ed eventualmente mediante l'introduzione di alcuni smorzatori al basamento. Nell'articolo è possibile visionare l'impatto dell'irrigidimento addizionale alle strutture del basamento.

A causa della bassa densità modale e della sua rigidità, il modello SEA non risulta essere pienamente affidabile e per questo motivo è sembrato opportuno completare l'analisi mediante un calcolo FEM. Il modello locale delle strutture fondo del locale macchine è stato così utilizzato per stimare l'effetto delle modifiche proposte.

Per poter affrontare i primi passi nel settore si è fatto riferimento al campo aeronautico dove tali aspetti sono molti più sentiti e ci sono studi consolidati che permettono di tracciare in maniera molto netta le linee guida da seguire per analizzare e caratterizzare pannelli di vari materiali e caratteristiche fisiche.

CAPITOLO 2

CONCETTI DI BASE

2.1 Elementi di Acustica

La vibrazione di un oggetto (*sorgente sonora*), in seno ad un mezzo dà luogo ad una perturbazione che si propaga con una velocità che dipende dalla natura del mezzo. A tale perturbazione viene associato il concetto di *suono*.

La grandezza che riveste un ruolo fondamentale nel campo acustico è la *pressione sonora* che rappresenta l'incremento di pressione, relativa a quella del mezzo non perturbato (*pressione statica* P_0), dovuto all'onda sonora.

Per l'aria a livello del mare a temperature ordinarie, P_0 vale $1,013 \times 10^5 \text{ N/m}^2$.

Normalmente la pressione sonora assume valori molto modesti, basti pensare che le oscillazioni medie di pressione intorno al valore della pressione atmosferica per una persona che parla ad un metro di distanza sono dell'ordine di 0.1 N/m^2 . Per permettere il fenomeno della propagazione sonora, il mezzo deve possedere proprietà inerziali ed elastiche. Le prime corrispondono al fatto che un elemento del mezzo deve poter trasferire una certa quantità di moto agli elementi adiacenti, e sono legate alla densità ovvero alla massa, le seconde invece, sono quelle mediante le quali un qualsiasi elemento spostato dalla sua posizione di equilibrio, reagisce con delle forze che tendono a riportarlo.

Da qui risulta evidente che il suono si propaga senza trasferimento di massa e non può propagarsi nel vuoto. Le variazioni di pressione si propagano come onde, e sono relazionate con il tempo e con lo spazio mediante funzioni sinusoidali. La generica onda unidirezionale è rappresentata genericamente dalla seguente espressione:

$$g(x,t) = A \cdot \cos(\omega t - kx) \quad (2.1)$$

dove A rappresenta l'*ampiezza* e $k = \omega/c$ il *numero d'onda* che ha le dimensioni dell'inverso di una lunghezza, e c è la velocità di propagazione del suono nel mezzo.

L'equazione che governa la propagazione dei piccoli disturbi attraverso un mezzo omogeneo, non viscoso e compressibile, scritta in coordinate cartesiane per la grandezza pressione, è la nota *equazione delle onde*:

$$\frac{\partial^2 p}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 p}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 p}{\partial z^2} = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} \quad (2.2)$$

che si ottiene dalla combinazione dell'*equazione di conservazione della massa*:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho v) = 0 \quad (2.3)$$

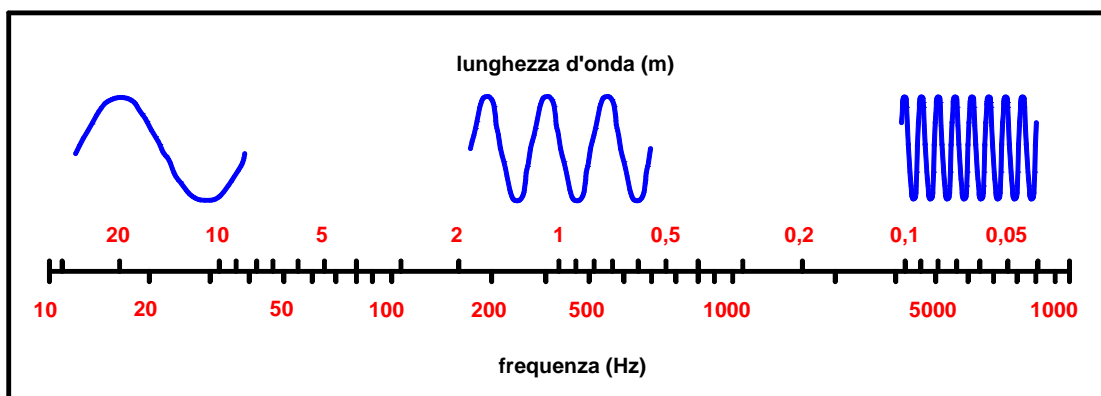
e dell'*equazione di conservazione della quantità di moto*:

$$\rho \frac{\partial v}{\partial t} + \rho v \cdot \nabla v + \nabla p = 0 \quad (2.4)$$

Una grandezza fondamentale, per descrivere le grandezze periodiche è la *frequenza* f , che rappresenta il numero di oscillazioni effettuate in un secondo e si misura in Hertz (Hz).

A questo proposito è importante sapere che l'orecchio umano è sensibile a frequenze comprese tra 20 e 20.000 Hz e che i suoni aventi frequenze minori di 20 Hz si chiamano *infrasuoni* mentre quelli con frequenza maggiore di 20.000 Hz si chiamano ultrasuoni.

Il fenomeno sonoro oltre ad esse fortemente caratterizzato dalla frequenza, ha altri parametri utili alla propria descrizione, quali il *periodo* T e la *lunghezza d'onda* λ , che sono il tempo necessario ad un'oscillazione completa e la distanza tra due picchi successivi.



I suddetti parametri sono tra loro legati dalle seguenti relazioni:

$$f = \frac{1}{T} \quad ; \quad T = \frac{2\pi}{\omega} \quad ; \quad \lambda = \frac{c}{f} \quad ; \quad \lambda = cT \quad ; \quad \omega = 2\pi f$$

La velocità di propagazione del suono non dipende dalla frequenza, ma dalle condizioni termodinamiche del mezzo in cui la perturbazione si propaga.

Nel caso dell'aria, si può utilizzare la formula di Laplace:

$$c = \sqrt{\gamma \cdot R \cdot T} \quad (2.5)$$

dove γ è il rapporto tra i coefficienti di calore specifico calcolati a pressione e a volume costante (per l'aria è pari a 1.4), R è la costante universale dei gas che per l'aria vale 287 J/Kg°K e T è la temperatura valutata in gradi kelvin⁷ e vale 288 K.

La velocità del suono nell'aria in condizioni standard è:

$$c = 340 \frac{m}{s}$$

Per il nostro studio è di fondamentale importanza anche la conoscenza delle caratteristiche strutturali del materiale su cui l'onda sonora incide, perché da esse è possibile valutare *frequenze e modi propri di vibrare*⁸.

In generale per descrivere un campo sonoro si usano la *pressione sonora* e la *velocità delle particelle* (del mezzo).

Per capire meglio i concetti di base, partiamo dall'equazione delle onde di D'Alembert:

$$\nabla^2 \phi = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 \phi}{\partial t^2} \quad (2.6)$$

dove ϕ è una funzione potenziale scalare tale che:

$$v = \text{grad } \phi \quad (2.7)$$

⁷ Il *kelvin* in quanto unità SI, non è mai preceduto dalle parole "grado" o "gradi", o dal simbolo °, come per Fahrenheit, Celsius o centigrado. Questo poiché le ultime tre sono *scale di misurazione*, mentre il kelvin è una *unità di misura*

⁸ Per un problema differenziale dinamico lineare (problema differenziale = equazione differenziale + condizioni al contorno) rappresentativo di un sistema forzato (meccanico o acustico) si dicono *modi e frequenze proprie* le soluzioni del problema omogeneo associato.

e facciamo riferimento ad un'onda piana i cui parametri sono descrivibili da una sola coordinata spaziale e dal tempo. In questo caso l'equazione di d'Alembert scritta in precedenza, diventa:

$$\frac{\partial^2 \phi}{\partial x^2} = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 \phi}{\partial t^2} \quad (2.8)$$

che ammette un integrale generale del tipo:

$$\phi = f_1\left(t - \frac{x}{c}\right) = A \cdot \cos(k \cdot (ct - x)) \quad (2.9)$$

dove:

A è il massimo di ϕ ;

k è il numero d'onda;

ω è la pulsazione

La velocità delle particelle v risulta essere:

$$v = \frac{\partial \phi}{\partial x} = k \cdot A \cdot \sin[k \cdot (ct - x)] = v_M \cdot \sin[k \cdot (ct - x)] \quad (2.10)$$

dove:

$v_M = k \cdot A$ è il valore massimo di v.

La pressione sonora invece è data da:

$$p_i = -\rho_0 \cdot \frac{\partial \phi}{\partial t} = -\rho_0 \cdot k \cdot A \cdot \sin[k \cdot (ct - x)] = p_M \cdot \sin[k \cdot (ct - x)] \quad (2.11)$$

dove:

$p_M = \rho_0 \cdot c \cdot k \cdot A$ è il valore massimo di p_i .

Da queste semplici considerazioni si nota che in un'onda piana progressiva, pressione sonora e velocità delle particelle sono in fase nello spazio e nel tempo.

La quantità costante $\rho_0 \cdot c$ è detta *impedenza caratteristica* o *impedenza d'onda*.

L'*intensità sonora* è la potenza media trasmessa per unità di superficie ortogonale alla direzione di propagazione:

$$p_i \cdot v = p_M \cdot v_M \cdot \sin^2[k(ct - x)] \quad (2.12)$$

il valore medio di questa grandezza in un periodo dà come risultato l'intensità sonora:

$$I = \frac{1}{2} \cdot p_M \cdot v_M \quad (2.13)$$

Il procedimento descritto, può essere ripetuto interamente per le onde sferiche.

L'equazione delle onde in tal caso diventa:

$$\frac{\partial^2(r \cdot \phi)}{\partial r^2} = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2(r \cdot \phi)}{\partial t^2} \quad (2.14)$$

che ammette come soluzione:

$$\phi = \frac{A}{r} \cdot \cos[k(ct - r)] \quad (2.15)$$

allora la pressione sonora e la velocità delle particelle del mezzo saranno date rispettivamente da:

$$p_i = -\rho_0 \frac{\partial \phi}{\partial t} = \rho_0 \cdot c \cdot \frac{k \cdot A}{r} \sin[k(ct - r)] = \frac{p_M}{r} \sin[k(ct - r)] \quad (2.16)$$

$$v = \frac{\partial \phi}{\partial r} = \frac{1}{c \cdot \rho_0} \cdot \frac{p_M}{r} \sin[k(ct - r)] = \frac{1}{k \cdot r} \cos[k(ct - r)] \quad (2.17)$$

per cui si evince che v è in ritardo rispetto a p_i dell'angolo θ definito da:

$$\tan \theta = \frac{1}{k \cdot r} \quad (2.18)$$

allora, se $r \gg 1$, v tende a p_i e il fronte d'onda tende ad una superficie piana.

Ecco spiegato perché in acustica l'onda piana recita un ruolo di fondamentale importanza.

I segnali acustici che interessano l'orecchio umano, ma anche più in generale la tecnica, coprono campi di valori che si estendono a diverse potenze di 10.

Per avere una precisione percentuale costante ed evitare grandi numeri, nella descrizione e nella misure di tali grandezze, si impiegano generalmente scale logaritmiche.

Il *livello della potenza sonora*, è definito dalla relazione:

$$L_w = 10 \cdot \log_{10} \frac{W}{W_{rif}} \quad (2.19)$$

dove W è la potenza sonora e W_{rif} è una potenza di riferimento espressa con la stessa unità di misura di W . Per accordi internazionali $W=10^{-12}$ watt.

L'unità di misura nella scala definita dalla formula precedente è il *decibel* (dB). Un livello in decibel è dunque definito come dieci volte il logaritmo in base dieci del rapporto tra due potenze o di due grandezze ad essa proporzionali quali ad esempio, l'intensità sonora o il quadrato del valore efficace della pressione sonora.

Per dare un'idea dell'ordine di grandezza del fenomeno acustico e dei rispettivi livelli si riporta la seguente tabella:

Intensità sonora (W/m^2)	Pressione sonora (Pa)	Livello sonoro (dB)	Esempio
10^2	200	140	Soglia del dolore
1	20	120	Motore aereo
10^{-2}	2	100	Martello pneumatico
10^{-4}	0.2	80	Voce alta
10^{-6}	0.02	60	Parlato normale
10^{-8}	0.002	40	Sussurro
10^{-10}	0.0002	20	Respiro
10^{-12}	0.00002	0	Soglia udibile (1-4 kHz)

Difficilmente al di fuori di un qualche particolare laboratorio, si ha a che fare con un tono puro trattabile con una semplice equazione sinusoidale. I suoni infatti, generalmente si presentano come combinazioni di segnali sinusoidali relazionati tra loro come i suoni musicali o come combinazione di segnali sinusoidali tra i quali non esiste alcuna relazione come nel caso del *rumore*⁹.

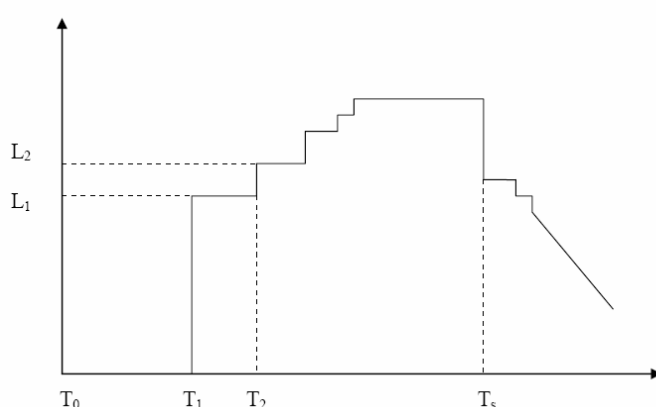
L'*analisi spettrale* o *analisi armonica* permette di determinare le componenti

⁹ Non esiste una netta distinzione tra Suono e Rumore: catalogare una certa percezione sonora come suono o rumore dipende da fattori tipicamente soggettivi o psicologici. Si pensi al rombo di una Harley Davidson che per molti è un rumore insopportabile, per altri un "suono vivace", o anche al rumore dell'acqua su di una carena che per alcuni ha caratteristiche rilassanti e per altri nauseanti.

di un suono o di un rumore.

La rappresentazione grafica in cui in corrispondenza di ciascuna frequenza viene riportata l'ampiezza della pressione sonora o l'intensità sonora del segnale alla frequenza considerata, costituisce uno *spettro*.

Un altro aspetto importante (che richiameremo nell'ultimo capitolo) è il fenomeno della riverberazione che ha luogo negli ambienti chiusi a causa della continua riflessione delle onde sonore sulle pareti dopo che la sorgente sonora ha cessato di irradiare. Per comprendere meglio il fenomeno si immagini di azionare una sorgente all'istante $T=0$. La si lasci funzionare per qualche istante in modo da saturare tutto l'ambiente, e poi la si spenga bruscamente.



Se si va a descrivere l'andamento del campo sonoro si vede che all'istante T_1 al ricevitore arriva il fronte d'onda diretto. Successivamente una alla volta, al livello sonoro L_1 , si vanno ad aggiungere i contributi derivanti dalle onde riflesse che si andranno a sommare fino a quando non si raggiungerà l'equilibrio energetico dell'ambiente. Se all'istante T_s viene spenta la sorgente, si dà vita alla cosiddetta coda sonora e cioè il permanere per un tempo limitato del campo riflesso: per prima cosa viene a mancare il contributo del campo diretto, successivamente vengono meno le riflessioni. Le riduzioni sono talmente tanto modeste che l'andamento segue una retta inclinata. Il tempo di riverbero è definito come il tempo necessario affinché la pressione acustica nell'ambiente si riduca di 60 dB, e si indica con T_{60} .

Il tempo di riverberazione è definito dalla seguente relazione (formula di Sabine):

$$\tau_0 = \frac{55.2}{c} \cdot \frac{V}{\sum_i a_i \cdot S_i + \sum_i A_i} \quad (2.20)$$

dove:

a_i coefficiente di assorbimento acustico apparente;

V è il volume;

S_i è la superficie;

A_i è l'area di assorbimento acustico equivalente dovuta a oggetti e cose nell'ambiente.

Secondo le attuali norme si usa calcolare il tempo di riverbero dopo che il livello è diminuito di 5 dB dallo spegnimento della sorgente in modo da evitare il tratto scalinato del grafico appena riportato.

2.2 Elementi di Strutture

I parametri che un progettista deve tenere sempre in considerazione sono quelli che fanno sì che un determinato progetto risponda alle esigenze per le quali era stato pensato e realizzato. Sicurezza, leggerezza, economia e comfort sono una buona sintesi di ciò che un progettista nautico deve avere sempre in primo piano. La sicurezza è da sempre uno degli aspetti più importanti per la vita umana in mare e rappresenta un requisito fondamentale poiché non vi è missione se non è sicura per il carico pagante, l'equipaggio e le persone imbarcate. La leggerezza è un altro requisito importante perché più una struttura è leggera più dà possibilità di avere carico pagante.

L'economia deve riguardare il progetto nel suo insieme: realizzazione, manutenzione e vita operativa.

Il comfort a bordo di imbarcazioni e di unità navali, sta assumendo un'importanza sempre maggiore; tale affermazione è confermata dalle crescenti pubblicazioni specifiche da parte dei Registri di classificazione e

dagli innumerevoli articoli frutto di attività di ricerca [29]. La riduzione del rumore e delle vibrazioni a bordo di un'unità navale, ha diversi obiettivi tra cui salvaguardare l'udito specialmente per l'equipaggio, aumentare la percezione di eventuali segnali di pericolo ed infine aumentare il benessere sia di chi effettua un viaggio per puro piacere, sia per chi a bordo ci deve passare le sue ore di lavoro.

Un problema rilevante è che le fonti principali di rumore, che sono presenti nel locale macchine (motori, generatori ed eliche), si trovano in posizioni molto prossime alle cabine e alle zone di lavoro.

A questo va aggiunto che si tende a fare strutture sempre più sottili e leggere e ad installare potenze sempre maggiori con conseguente aumento delle vibrazioni e delle vie di trasmissione del rumore.

I materiali maggiormente utilizzati nella costruzione di scafi, coperte e controstampate per la nautica da diporto sono essenzialmente i materiali compositi, anche se negli ultimi tempi specie per yacht di medio-grandi dimensioni si sta affermando l'utilizzo dell'alluminio, i quali ben rispondono alla necessità di avere manufatti leggeri e resistenti.

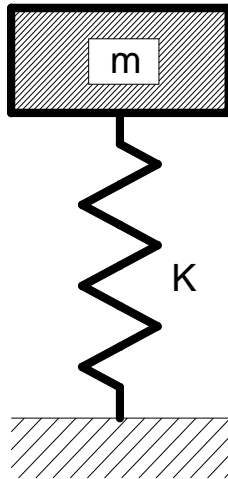
2.3 Cenni di analisi modale

Il problema della riduzione del rumore può essere affrontato analizzando le vibrazioni meccaniche di una certa installazione, perché è noto che in talune circostanze, le vibrazioni meccaniche generano fenomeni acustici in certi casi anche di importanza considerevole.

Il rumore pertanto non è l'unico aspetto negativo da considerare, infatti anche le vibrazioni prodotte da malfunzionamenti meccanici, possono causare danni diretti o indiretti alle strutture e alle persone.

Per comprendere intuitivamente l'analisi modale è utile ricordare il concetto di *frequenza naturale*.

Si consideri a tal proposito, la figura seguente:



si vede un sistema meccanico composto da una molla (di massa trascurabile) di rigidezza K e una massa (puntiforme) m .

Si ipotizzi che il sistema sia privo di smorzamento

Se ad un certo punto una qualsiasi forza esterna va a perturbare lo stato di quiete del sistema, questo inizierà ad oscillare con una frequenza ben precisa legata ai valori di K e di m che viene fuori dalla semplice relazione:

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K}{m}} \quad (2.21)$$

Il valore della frequenza calcolata prende il nome di *frequenza naturale*.

Gli oggetti reali pur essendo molto più complessi presentano un comportamento analogo a quello appena descritto. In particolare sono caratterizzati da una serie di frequenze ben determinate ognuna delle quali dotata della propria forma modale.

E' chiaro allora che una forza, interna o esterna al sistema, agendo su di esso può andare ad eccitare una di queste frequenze che provocherà una oscillazione (risonanza) con effetti generalmente rilevanti.

L' *analisi modale* consiste nel determinare frequenze e modi propri di vibrare di un sistema a più gradi di libertà: siano K ed m rispettivamente le matrici di rigidezza e di massa della struttura da analizzare.

Indicando con ω_n e ϕ_n rispettivamente frequenze e modi propri di vibrare, si può scrivere la relazione che fornisce il legame delle grandezze appena citate:

$$[k - \omega_n^2 m] \cdot \phi_n = 0 \quad (2.22)$$

K ed m sono termini noti in quanto ricavati a priori dalle caratteristiche del sistema strutturale, ω_n e ϕ_n invece sono incognite.

La precedente espressione può essere riscritta nel seguente modo:

$$k\phi_n = \omega_n^2 m\phi_n \quad (2.23)$$

questo rappresenta un problema classico agli autovalori e autovettori generalizzato e può essere ricondotto nella forma standard semplicemente moltiplicando prima per la matrice inversa di m

$$m^{-1}k\phi_n = \omega_n^2 \phi_n \quad (2.24)$$

La forma standard del problema è:

$$A\phi = \lambda\phi \quad (2.25)$$

L'analisi modale, quindi, consiste nella risoluzione di un semplice problema di autovalori e autovettori.

CAPITOLO 3

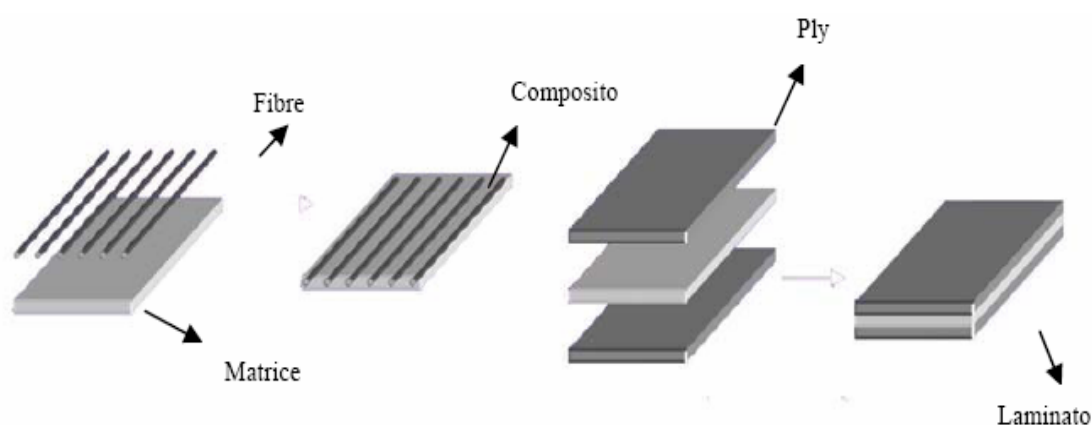
MATERIALI COMPOSITI

3.1 Introduzione e definizioni

Per materiali compositi si intendono nella pratica comune tutti quei materiali nei quali è possibile riscontrare due fasi distinte denominate *matrice* e *rinforzo*.

In genere la matrice è la parte continua che ingloba al suo interno dei filamenti sottili (fibre) orientate secondo direzioni opportune, solitamente di forma circolare, che rappresentano il rinforzo.

Tali materiali si differenziano e si classificano in base al tipo di matrice ed in base al tipo di rinforzo.



Nelle applicazioni marine in genere vengono utilizzate fibre di vetro con diametro di circa 0.01 mm per i rinforzi e resina poliestere per la matrice. Tali materiali pur non essendo i migliori possibili, rappresentano un buon compromesso tra caratteristiche tecniche e costi.

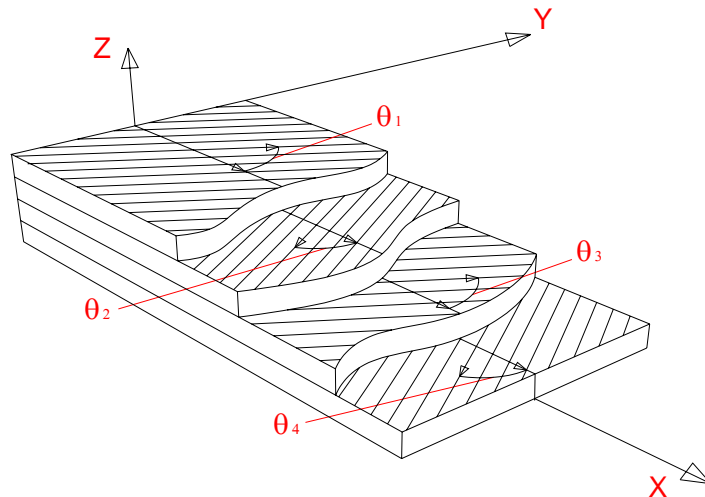
Con il termine *lamina* (ply) si intende il singolo strato o elemento di materiale composito in cui le fibre sono tutte parallele tra loro, mentre il *laminato* è la struttura elementare formata da più lamine sovrapposte ad angolazioni diverse.

Un laminato composto da N lamine è completamente individuato dalla sequenza delle angolazioni delle lamine (lay-up), nel modo seguente:

$$\theta_1/\theta_2/\theta_3/...../\theta_N$$

con il valore di θ_i che indica la rotazione della i -esima lamina rispetto all'asse del laminato e può variare da 0° a $\pm 90^\circ$.

La figura seguente mostra un esempio di laminato composto da 4 lamine orientate diversamente rispetto all'asse x del laminato.



I materiali come l'alluminio, sono omogenei¹⁰ e isotropi¹¹ e come tali presentano le stesse caratteristiche di rigidezza e di elasticità in ogni direzione.

Le materie plastiche invece sono eterogenee¹² e, a causa dell'orientamento delle fibre, sono definite come anisotrope¹³, e per questo, si rende necessaria la determinazione della matrice di rigidezza dell'intero laminato partendo dalle caratteristiche elastiche della singola lamina ($E_{11}, E_{22}, G_{12}, \nu_{12}$) formata da fibre tutte parallele tra loro ed omogeneamente distribuite all'interno della matrice.

I materiali compositi sono generalmente definiti materiali ortotropi¹⁴.

¹⁰ I materiali definiti *omogenei* hanno proprietà uniformi che non sono funzione della posizione

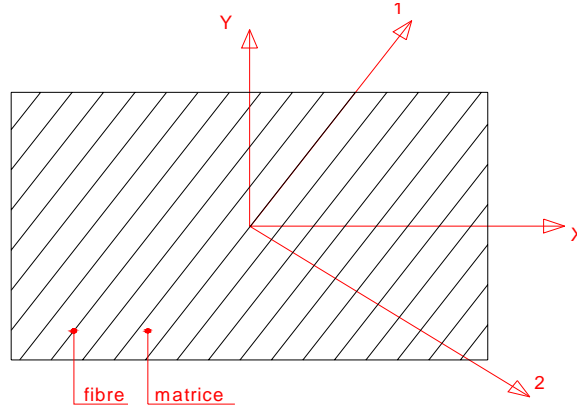
¹¹ I materiali definiti *isotropi* hanno proprietà costanti in ogni direzione e in ogni punto

¹² Un solido *eterogeneo* ha proprietà non uniformi attraverso il corpo e le proprietà dipendono dal punto in cui si valutano

¹³ Un solido *anisotropo* ha le proprietà che sono differenti, in un punto del solido, in tutte le direzioni; non ci sono piani di simmetria delle proprietà del materiale ma le proprietà sono funzione dell'orientazione secondo cui si valutano

¹⁴ Un solido *ortotropo* è un materiale con proprietà che sono differenti in tre direzioni mutuamente perpendicolari tra loro; hanno quindi tre piani mutuamente perpendicolari di simmetria delle proprietà del materiale

Il *riferimento lamina*, per un laminato è per definizione quel riferimento avente assi 1 e 2 rispettivamente orientati nella direzione dei rinforzi fibrosi e in quella ad esso perpendicolare:



3.2 Matrice di rigidezza della singola lamina e del laminato

Nel riferimento 1-2 la lamina è assimilabile ad una *piastra sottile ortotropa bidimensionale* per la quale vale la *legge di Hooke generalizzata*:

$$\begin{bmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \tau_{12} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Q_{11} & Q_{12} & 0 \\ Q_{12} & Q_{22} & 0 \\ 0 & 0 & 2Q_{66} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \varepsilon_1 \\ \varepsilon_2 \\ \frac{1}{2}\gamma_{12} \end{bmatrix} \quad (3.1)$$

dove:

$$Q_{11} = \frac{E_{11}}{1 - (\nu_{12} \cdot \nu_{21})}; \quad (3.2)$$

$$Q_{22} = \frac{E_{22}}{1 - (\nu_{12} \cdot \nu_{21})}; \quad (3.3)$$

$$Q_{12} = \frac{\nu_{21} E_{11}}{1 - (\nu_{12} \cdot \nu_{21})} = \frac{\nu_{12} E_{22}}{1 - (\nu_{12} \cdot \nu_{21})}; \quad (3.4)$$

$$Q_{66} = G_{12};$$

per la *legge di Betti*, si ha:

$$\nu_{21} = \nu_{12} \cdot \frac{E_{22}}{E_{11}}; \quad (3.5)$$

pertanto per la determinazione della *matrice di rigidezza* Q sono necessarie solo 4 costanti elastiche indipendenti (ortotropia della lamina), ed in

particolare: E_{11} , E_{22} , ν_{12} , G_{12} , che sono rispettivamente il modulo elastico in direzione delle fibre, il modulo elastico in direzione perpendicolare alle fibre, il modulo di Poisson e il modulo di elasticità tangenziale.

La relazione che lega le tensioni alle deformazioni mediante la matrice di rigidità va esplicitata attraverso un riferimento assoluto del laminato che in figura si è indicato con X e Y.

Tale esplicitazione è possibile attraverso la *matrice di trasformazione* T che è data da:

$$[T] = \begin{bmatrix} m^2 & n^2 & 2mn \\ n^2 & m^2 & -2mn \\ -mn & mn & (m^2 - n^2) \end{bmatrix} \quad (3.6)$$

dove :

$$m = \cos \theta ;$$

$$n = \sin \theta ;$$

Dunque si può scrivere:

$$\begin{bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \tau_{xy} \end{bmatrix} = [T] \cdot \begin{bmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \tau_{12} \end{bmatrix} \quad \begin{bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \frac{1}{2} \gamma_{xy} \end{bmatrix} = [T] \cdot \begin{bmatrix} \varepsilon_1 \\ \varepsilon_2 \\ \frac{1}{2} \gamma_{12} \end{bmatrix} \quad (3.7)$$

da cui:

$$\begin{bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \tau_{xy} \end{bmatrix} = [T][Q][T]^{-1} \begin{bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \frac{1}{2} \gamma_{12} \end{bmatrix} \quad (3.8)$$

indicando con:

$$[\bar{Q}] = [T][Q][T]^{-1} \quad (3.9)$$

si può scrivere:

$$\begin{bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \tau_{xy} \end{bmatrix}_i = [\bar{Q}]_i \begin{bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \gamma_{xy} \end{bmatrix}_i \quad (3.10)$$

il pedice i sta ad indicare che si sta considerando la i -esima lamina definita dall'angolo θ_i di un laminato composto da N lamine.

3.3 Teoria della piastra sottile per un laminato

Le ipotesi classiche di piastra sottile sono:

- Stato pensionale piano;
- Spessore molto minore delle dimensioni principali;
- Linee ortogonali al piano medio non deformato restano normali allo stesso piano deformato, cioè la deformazione a taglio è trascurabile e di conseguenza le deformazioni ε_x e ε_y variano linearmente con z ;
- Le deformazioni ε_z sono trascurabili rispetto a ε_x e ε_y .

Con tali ipotesi è possibile scomporre la deformazione del piano medio ($z=0$) come:

$$\begin{bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \gamma_{xy} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \varepsilon^{\circ}_x \\ \varepsilon^{\circ}_y \\ \gamma^{\circ}_{xy} \end{bmatrix} + z \begin{bmatrix} k_x \\ k_y \\ k_{xy} \end{bmatrix} \quad (3.11)$$

dove $[\varepsilon^{\circ}]$ è la deformazione del punto mediano del laminato e $[k]$ rappresenta la curvatura del laminato:

$$\begin{aligned} \varepsilon^{\circ}_x &= \frac{\partial u_0}{\partial x} & k_x &= -\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \\ \varepsilon^{\circ}_y &= \frac{\partial v_0}{\partial y} & k_y &= -\frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \\ \gamma^{\circ}_{xy} &= \frac{\partial u_0}{\partial y} + \frac{\partial v_0}{\partial x} & k_{xy} &= -\frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} \end{aligned}$$

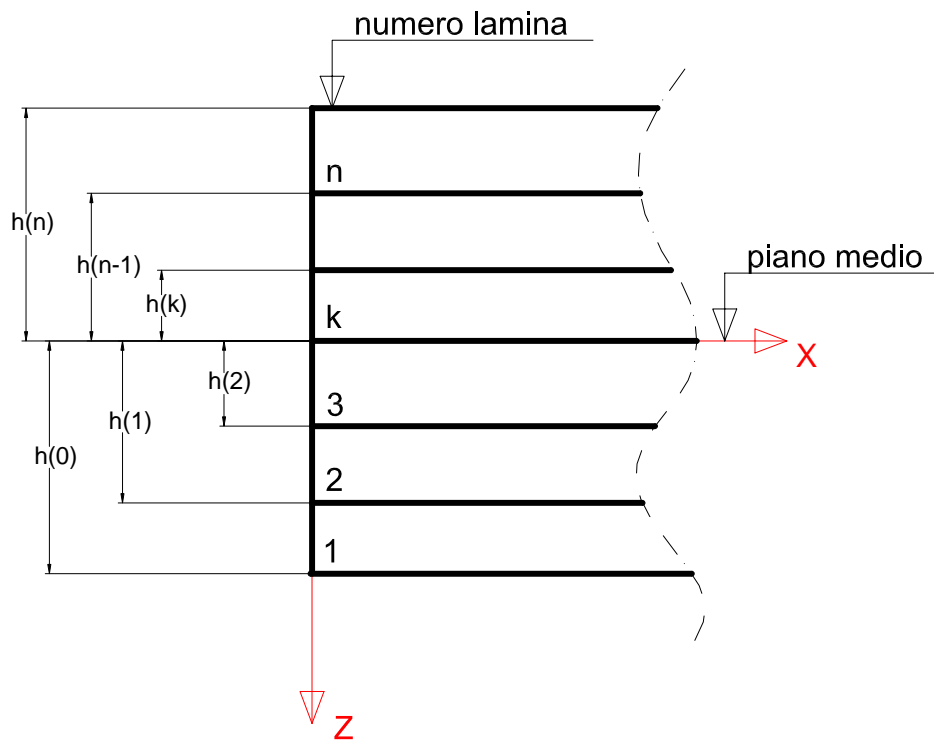
dunque per la i -esima lamina, in funzione della deformazione del piano mediano del laminato, della curvatura, della coordinata z e delle caratteristiche elastiche del materiale, facendo le opportune sostituzioni, si può scrivere:

$$\sigma_i = \bar{Q}_i \cdot \varepsilon_i^o + z \bar{Q}_i \cdot k_i^o \quad (3.12)$$

e moltiplicando ambo i membri per z si ha:

$$\sigma_i \cdot z = z \bar{Q}_i \cdot \varepsilon_i^o + z^2 \bar{Q}_i \cdot k_i^o \quad (3.13)$$

l'ascissa z per la i -esima lamina varia fra h_i e h_{i-1} dove h è la distanza con segno fra la superficie superiore della lamina e il piano medio del laminato, numerando le lamine a partire dalla prima in basso:



Indicando con t lo spessore di tutto il laminato, le espressioni delle sollecitazioni agenti sono:

$$\int_{-\frac{t}{2}}^{\frac{t}{2}} \sum_{i=1}^N \sigma_i dz = \begin{bmatrix} N_x \\ N_y \\ N_{xy} \end{bmatrix} \equiv N \quad (3.14)$$

$$\int_{-\frac{t}{2}}^{\frac{t}{2}} \sum_{i=1}^N \sigma_i z dz = \begin{bmatrix} M_x \\ M_y \\ M_{xy} \end{bmatrix} \equiv M \quad (3.15)$$

andando a sostituire le espressioni trovate in precedenza per σ_i e per $\sigma_i \cdot z$, si ottiene:

$$\sum_{i=1}^N \bar{Q}_i \cdot \varepsilon_i^\circ \int_{h_{i-1}}^{h_i} dz + \sum_{i=1}^N \bar{Q}_i \cdot k_i^\circ \int_{h_{i-1}}^{h_i} z dz \quad (3.16)$$

$$\sum_{i=1}^N \bar{Q}_i \cdot \varepsilon_i^\circ \int_{h_{i-1}}^{h_i} z dz + \sum_{i=1}^N \bar{Q}_i \cdot k_i^\circ \int_{h_{i-1}}^{h_i} z^2 dz \quad (3.17)$$

$$N = \left[\sum_{i=1}^N \bar{Q}_i \cdot (h_i - h_{i-1}) \right] \cdot \varepsilon_i^\circ + \left[\sum_{i=1}^N \frac{1}{2} \bar{Q}_i \cdot (h_i^2 - h_{i-1}^2) \right] \cdot k_i^\circ \quad (3.18)$$

$$M = \left[\sum_{i=1}^N \frac{1}{2} \bar{Q}_i \cdot (h_i^2 - h_{i-1}^2) \right] \cdot \varepsilon_i^\circ + \left[\sum_{i=1}^N \frac{1}{3} \bar{Q}_i \cdot (h_i^3 - h_{i-1}^3) \right] \cdot k_i^\circ \quad (3.19)$$

Definendo:

Matrice di rigidità estensionale:

$$A = \left[\sum_{i=1}^N \bar{Q}_i \cdot (h_i - h_{i-1}) \right]_i$$

Matrice di accoppiamento:

$$B = \left[\sum_{i=1}^N \frac{1}{2} \bar{Q}_i \cdot (h_i^2 - h_{i-1}^2) \right]$$

Matrice di rigidità flessionale:

$$D = \left[\sum_{i=1}^N \frac{1}{3} \bar{Q}_i \cdot (h_i^3 - h_{i-1}^3) \right]$$

si ottengono le Equazioni costitutive di un laminato:

$$N = A \cdot \varepsilon^\circ + B \cdot k \quad (3.20)$$

$$M = B \cdot \varepsilon^\circ + D \cdot k \quad (3.21)$$

Ora, a seconda dell'orientamento delle fibre si possono avere diversi tipi di laminato, con la matrici A, B, e D che assumono valori diversi.

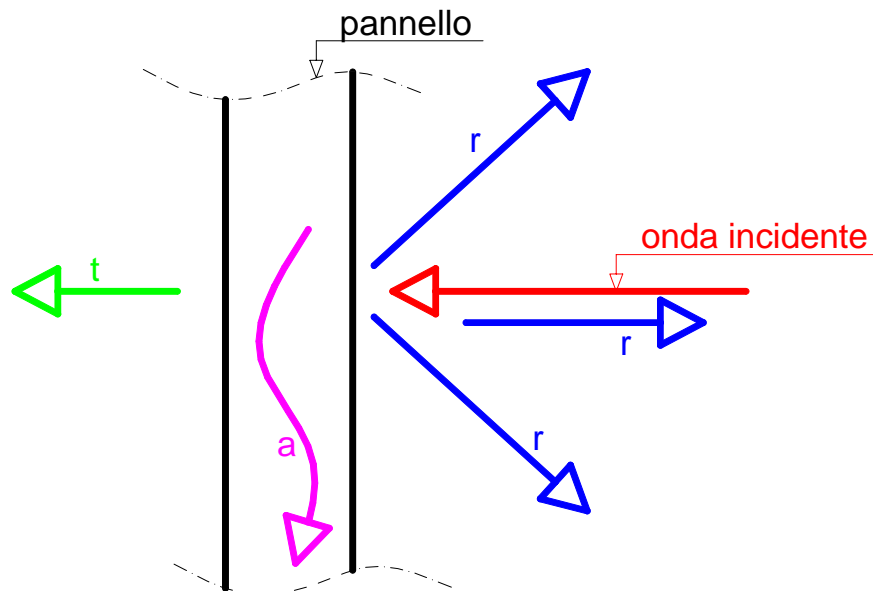
CAPITOLO 4

TRASMISSIONE DEL SUONO ATTRAVERSO PANNELLI

4.1 Introduzione

Un'onda sonora che s'infrange su di una superficie dà luogo a tre fenomeni che contribuiscono in maniera diversa ad una ridistribuzione dell'energia trasportata dall'onda stessa:

- Una parte viene riflessa secondo le leggi della meccanica classica;
- Una parte viene dissipata all'interno del materiale di cui è costituito il pannello;
- Una parte attraversa il materiale.



Se si definisce con W_i l'energia totale che impatta nell'unità di tempo (Potenza) sul pannello e con W_a , W_r e W_τ le aliquote di potenza rispettivamente assorbita, riflessa e trasmessa, si può scrivere:

$$W_i = W_a + W_r + W_\tau \quad (4.1)$$

dividendo ambo i membri per la potenza incidente, si avrà:

$$1 = a + r + \tau \quad (4.2)$$

dove a è detto *coefficiente di assorbimento*, r è detto *coefficiente di riflessione* e τ è detto *coefficiente di trasmissione* che è un indice della quantità di

energia che riesce a passare a valle del pannello. Dal coefficiente τ è possibile ricavare agevolmente il valore della *Transmission loss*, mediante la formula:

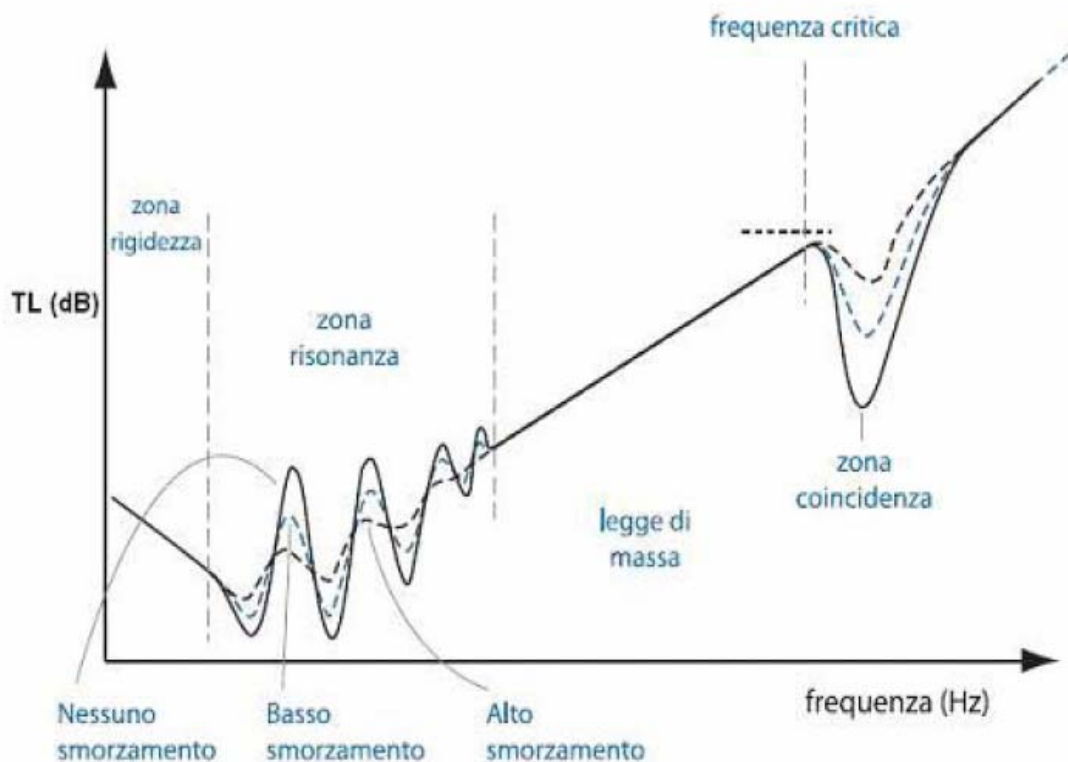
$$TL = 10 \log \left[\frac{1}{\tau} \right] \quad (4.3)$$

che rappresenta la diminuzione di intensità acustica di un'onda di pressione che si propaga da una sorgente esterna che investe una qualsiasi parete.

Tale grandezza in effetti ci permette di quantificare la quantità di energia che si perde nella trasmissione del suono tra due ambienti separati da un divisorio.

La Transmission Loss dipende essenzialmente dalle caratteristiche fisiche e geometriche del setto di separazione e dalle caratteristiche dell'aria.

Lo studio di questa grandezza fondamentale nel nostro campo di applicazione può essere affrontata con diverse metodologie. In questo caso ricorreremo alla *legge di massa* e alla *formulazione in coordinate discrete*.



4.2 Il caso della parete sottile

Consideriamo il caso ideale di una parete che non abbia proprietà di massa, rigidità e smorzamento. In questo caso la parete non riesce ad influenzare in nessun modo né la trasmissione né la riflessione e i coefficienti di trasmissione dipenderanno solo dalle impedenze acustiche dei 2 mezzi a monte e a valle del pannello. Si consideri allora un pannello che divida 2 mezzi di impedenza acustica rispettivamente pari a $\rho_1 c_1$ e $\rho_2 c_2$ e un'onda incidente piana libera progressiva normale al pannello e sia x la direzione di propagazione ondata:

$$p_i(x,t) = P_i e^{j(\omega t - K_1 x)} \quad (4.4)$$

l'onda riflessa è:

$$p_r(x,t) = P_r e^{j(\omega t - K_1 x)} \quad (4.5)$$

l'onda trasmessa è:

$$p_t(x,t) = P_t e^{j(\omega t - K_2 x)} \quad (4.6)$$

dove:

$$K_1 = \frac{\omega}{c_1} \quad K_2 = \frac{\omega}{c_2}$$

Supponiamo di posizionare in $x=0$ una parete e scriviamo l'uguaglianza delle pressioni (equilibrio delle forze) e delle velocità normali:

$$p_t(0,t) = p_i(0,t) + p_r(0,t) \quad (4.7)$$

$$u_t(0,t) = u_i(0,t) + u_r(0,t) \quad (4.8)$$

Utilizzando l'equazione di conservazione della massa, per le velocità si ottiene:

$$u_i(x,t) = \frac{p_i(x,t)}{\rho_1 c_1} \quad (4.9)$$

$$u_r(x,t) = -\frac{p_r(x,t)}{\rho_1 c_1} \quad (4.10)$$

$$u_t(x,t) = \frac{p_t(x,t)}{\rho_1 c_1} \quad (4.11)$$

in questo modo sarà possibile scrivere un sistema di equazioni nelle incognite P_t e P_r che ci permetterà di scrivere le espressioni del coefficiente di riflessione R e del coefficiente di trasmissione T :

$$P_t - P_r = P_i \quad (4.12)$$

$$\frac{P_t}{\rho_2 c_2} + \frac{P_r}{\rho_1 c_1} = \frac{P_i}{\rho_1 c_1} \quad (4.13)$$

in tal modo si avrà:

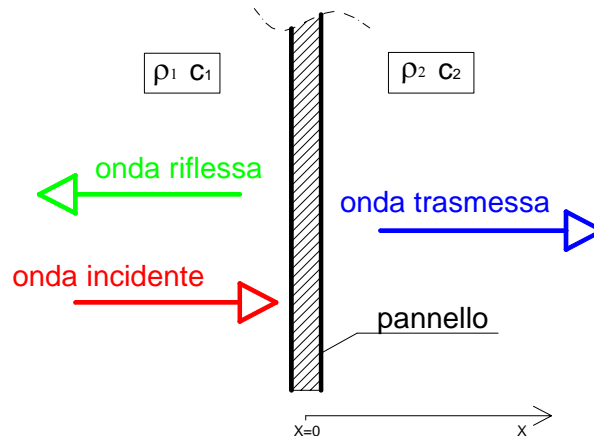
$$R = \frac{\rho_1 c_1 - \rho_2 c_2}{\rho_1 c_1 + \rho_2 c_2} \quad T = 2 \frac{\rho_2 c_2}{\rho_1 c_1 + \rho_2 c_2} \quad (4.14)$$

T ed R sono legati dalla relazione:

$$T - R = 1$$

tali coefficienti dipendono solo dalle impedenze acustiche dei mezzi che trovano ai lati opposti del pannello.

Ovviamente in base ai valori delle impedenze acustiche in questo caso di parete sottile, si potranno presentare diverse situazioni:



- nel caso in cui $\rho_2 c_2 \ll \rho_1 c_1$ si ha *riflessione totale* con inversione della forma d'onda ($T \rightarrow 0$ $R \rightarrow -1$);
- nel caso in cui $\rho_2 c_2 = \rho_1 c_1$ si ha *trasmissione totale* ($T = 1$ $R = 0$);
- nel caso in cui $\rho_2 c_2 \gg \rho_1 c_1$ si ha *riflessione totale*, ma essendo il mezzo 2 molto più "duro" del mezzo 1, non c'è trasmissione di energia ($T \rightarrow 0$ $R \rightarrow -1$)

Relativamente all'ultimo punto, l'intensità di un'onda progressiva è data da:

$$\frac{1}{2} \frac{P_t^2}{\rho_2 c_2} \quad (4.15)$$

pertanto, definendo il *coefficiente di intensità di trasmissione* come:

$$T_I = T^2 \frac{\rho_1 c_1}{\rho_2 c_2} \quad (4.16)$$

e il *coefficiente di intensità di riflessione*:

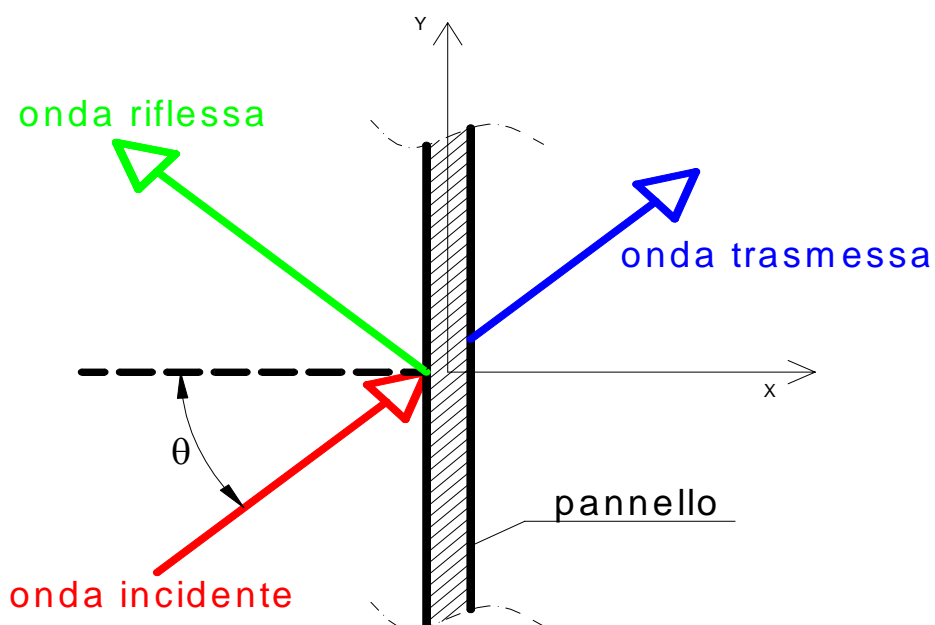
$$T_R = R^2$$

quando $\rho_2 c_2 \gg \rho_1 c_1$ si ottiene $T_R \rightarrow 1$ e $T_I \rightarrow 0$

4.3 Legge di massa

La schematizzazione più semplice che si può descrivere per la trasmissione di un'onda piana da un mezzo ad un altro, è che la parete (pannello) sia caratterizzato dalla sua sola massa.

Tale semplificazione fornisce uno strumento di stima rapido per la trasmissione del rumore di pannelli, limitatamente ai casi in cui le forze di massa sono determinanti ai fini della risposta dinamica del pannello (alte frequenze).



4.3.1 Onda acustica ad incidenza normale

In questo caso si rimuove l'ipotesi di massa trascurabile considerando una parete di spessore h e densità superficiale pari a $\rho_s = \rho \cdot h$.

La parete viene caratterizzata dalla sua sola massa, trascurando rigidità e smorzamento: tale assunzione è valida quando le forze di inerzia risultano molto più grandi di quelle di richiamo elastico del pannello.

L'uguaglianza delle pressioni in questo caso risulta essere:

$$p_t(0,t) = p_i(0,t) + p_r(0,t) + \rho h \frac{\partial u}{\partial t} \quad (4.17)$$

Assumendo per le velocità una dipendenza di tipo armonico, si ha:

$$P_i e^{j\omega t} + P_r e^{j\omega t} = P_t e^{j\omega t} + j\omega \rho_s U_t e^{j\omega t} \quad (4.18)$$

Poiché

$$U_t = \frac{P_t}{\rho_0 c} \quad (4.19)$$

si ottiene

$$P_i + P_r = P_t \left(1 + j \frac{\omega \rho_s}{\rho_0 c} \right) \quad (4.20)$$

mettendo a sistema, l'equazione appena scritta con la (4.13) ricavata sopra considerando due mezzi di pari impedenza acustica, si può scrivere:

$$P_t = \frac{P_i}{1 + j \frac{\omega \rho_s}{\rho_0 c}} \quad (4.21)$$

L'intensità acustica trasmessa, è pari a:

$$I_t = \frac{1}{2} \frac{|P_t|^2}{\rho_0 c} = \frac{1}{2} \frac{P_i^2}{\rho_0 c} \left| \frac{1}{1 + j \frac{\omega \rho_s}{\rho_0 c}} \right|^2 \quad (4.22)$$

Nel caso di onda incidente normalmente alla parete, si può calcolare il coefficiente di trasmissione τ :

$$\tau(\omega) = \frac{\Pi_t}{\Pi_i} = \frac{1}{1 + \left(\frac{\omega \rho_s}{2 \rho_0 c} \right)^2} \quad (4.23)$$

dunque la transmission loss sarà:

$$TL(\omega) = 10 \log \left(\frac{1}{\tau(\omega)} \right) \quad (4.24)$$

ovviamente maggiore sarà il valore della TL migliore sarà l'isolamento acustico.

Nel caso appena descritto, il valore della TL si potrà esprimere in questo modo:

$$TL(\omega) = 20 \log \left(\frac{\omega \rho_s}{2 \cdot \rho_0 c} \right) \quad (4.25)$$

In un campo abbastanza ampio del valore della frequenza, andando a sviluppare tale relazione, si può osservare che raddoppiando la massa, la TL aumenta di 6 dB e allo stesso modo, fissando la massa, la TL aumenta di 6 dB al raddoppio della frequenza dell'onda incidente.

4.3.2 Onda acustica ad incidenza obliqua e campo acustico diffuso

Per spiegare il fenomeno si supponga di avere un'onda piana che con un angolo θ incida su un pannello infinito che separa due mezzi di pari impedenza acustica ρc e che si muove rigidamente lungo x .

Prendiamo in considerazione il coefficiente di trasmissione τ : dall'equazione di equilibrio fra le pressioni a monte e a valle e le sole forze d'inerzia, imponendo la continuità della velocità delle particelle su entrambi i lati del pannello, si ricava

$$\tau(\theta, \omega) = \left(1 + \left(\rho_s \cdot \omega \cdot \frac{\cos(\theta)}{2 \cdot \rho_a \cdot c_a} \right)^2 \right)^{-1} \quad (4.26)$$

dove ρ_s è la densità superficiale [Kg/m^2].

Molto spesso il campo incidente risulta diffuso, per cui il valore di τ può essere calcolato come media dei valori relativi alle singole onde piane incidenti ciascuna con un angolo θ , da cui:

$$\bar{\tau}(\omega) = \frac{2 \int_0^{\theta} \tau(\theta, \omega) \cdot \sin(2\theta) d\theta}{1 - \cos(2\theta)} \quad (4.27)$$

Normalmente $\theta = 78^\circ$, per cui integrando, si ottiene :

$$\bar{\tau}(\omega) = \left[0.473 \left(\frac{\rho_s \cdot \omega}{2 \cdot \rho_a \cdot c_a} \right)^2 \right]^{-1} \ln \left[\frac{1 + \left(\frac{\rho_s \cdot \omega}{2 \cdot \rho_a \cdot c_a} \right)^2}{1 + 0.0435 \left(\frac{\rho_s \cdot \omega}{2 \cdot \rho_a \cdot c_a} \right)^2} \right] \quad (4.28)$$

Volendo esprimere tale risultato in dB si introduce il parametro TL definito come:

$$TL = 10 \log \left[\frac{1}{\tau} \right]$$

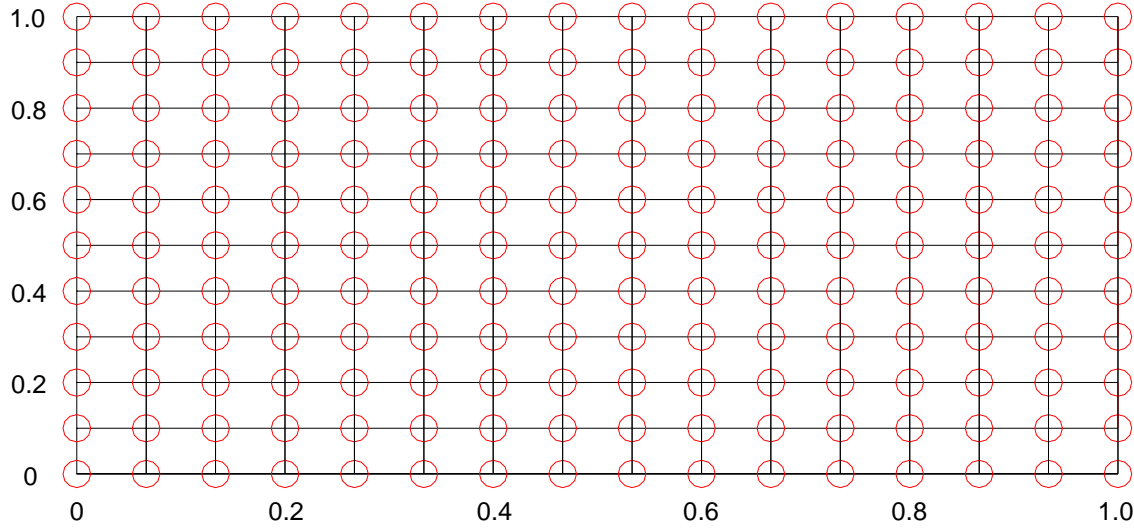
per cui l'espressione finale del TL, calcolato sull'intero campo incidente e valevole nel range di frequenze in cui le forze di inerzia assumono un ruolo determinante (legge della massa), risulta :

$$TL_{ML} = 10 \log \frac{\left(0.978 \frac{\rho_s \cdot \pi \cdot f}{\rho_a \cdot c_a} \right)^2}{\ln \left[\frac{1 + \left(\frac{\rho_s \cdot \pi \cdot f}{\rho_a \cdot c_a} \right)^2}{1 + \left(0.208 \frac{\rho_s \cdot \pi \cdot f}{\rho_a \cdot c_a} \right)^2} \right]} \quad (4.29)$$

4.4 Pannello finito in coordinate discrete

Un altro modo di affrontare il fenomeno della trasmissione del suono attraverso pannelli per determinarne i parametri fondamentali e al quale si darà la maggiore attenzione in questo lavoro è l'*approccio discreto*.

Attraverso questo modo di procedere si divide il pannello in un numero finito di nodi che comporta un'approssimazione controllabile in base al numero dei nodi.



Una grandezza che occorre definire subito è la potenza acustica radiata da una superficie elastica che si muove nello spazio e nel tempo con data velocità v :

$$\Pi_{RAD}(\omega) = \frac{1}{2} \operatorname{Re} \left\{ \int_S p(\omega, P) v^*(\omega, P) dS \right\} \quad (4.30)$$

dove $p(\omega, P)$ è la pressione nel punto p del dominio strutturale S e v^* è il complesso coniugato della velocità.

Il legame esistente tra velocità strutturale e pressione agente, è dato dall'integrale di Lord RAYLEIGH esteso alla superficie del pannello:

$$\begin{aligned} p(\omega, P) &= \frac{j\omega\rho_a}{2\pi} \int_Z \frac{e^{-jk|P-Q|}}{|P-Q|} v(\omega, Q) dZ = \frac{j\omega\rho_a k}{2\pi} \int_Z \frac{e^{-jk|P-Q|}}{k|P-Q|} v(\omega, Q) dZ = \\ &= \frac{j\omega^2\rho_a}{2\pi c_a} \int_Z \frac{e^{-jk|P-Q|}}{k|P-Q|} v(\omega, Q) dZ \end{aligned} \quad (4.31)$$

Questa relazione può essere letta come un'impedenza dal momento che fornisce un legame tra pressione e velocità, $p = Z \cdot v$.

In coordinate discrete, lo stesso integrale, sfruttando il metodo della diagonalizzazione e normalizzazione dell'autovettore, si può scrivere come:

$$\Pi_{RAD}(\omega) = \frac{\omega^4 \rho_a}{4\pi c_a} \{W(\omega)\}^H [A_{sq}] [R(\omega)] \{W(\omega)\} \quad (4.32)$$

l'apice H sta ad indicare l'Hermitiano della matrice.

Facendo il controllo dimensionale riscontriamo che siamo di fronte a una potenza:

$$\frac{\omega^4 \rho_a}{4\pi c_a} = \frac{T^{-4} \frac{M}{L^3}}{\frac{L}{T}} = T^{-3} \frac{M}{L^4} = T^{-3} \frac{FT^2}{L^4} = \frac{FT^{-1}}{L^5}; \quad w = L; \quad A_{sq} = L^4;$$

$$\Pi_{RAD} = \frac{FT^{-1}}{L^5} LL^4 L = \frac{FL}{T}$$

W rappresenta lo spostamento complessivo del pannello, definito come:

$$\{W(\omega)\} = [\Phi] \begin{bmatrix} \ddots & & \\ & H_i^{-1}(\omega) & \\ & & \ddots \end{bmatrix} [\Phi]^T \{F\} = [\Phi] [H(\omega)] [\Phi]^T \{F(\omega)\} \quad (4.33)$$

$[\phi]$ è la matrice dei modi propri di vibrare del pannello e i suoi elementi possono essere calcolati mediante la relazione:

$$\phi_{m,n} = \sin\left(\frac{m\pi x}{a}\right) \cdot \sin\left(\frac{n\pi y}{b}\right) \quad (4.34)$$

dove:

- a e b sono le dimensioni degli spigoli del pannello;
- m ed n sono dei valori determinati in base alla griglia di calcolo;
- x e y rappresentano i numero dei modi di vibrare rispettivamente lungo e lungo y.

La matrice $[H(\omega)]$ è la funzione di trasferimento, ed è definita come:

$$[H(\omega)] = \frac{1}{m_{gen}} \frac{1}{\omega_{m,n}^2 - \omega^2 + j\eta\omega^2} \quad (4.35)$$

dove m_{gen} rappresenta la massa generalizzata pari a:

$$m_{gen} = \rho \cdot \frac{a \cdot b \cdot h}{4} \quad (4.36)$$

in cui h rappresenta lo spessore del pannello.

$\{F\}$ è il vettore delle forze applicate:

$$\{F\} = \{P\}[A] \quad (4.37)$$

Ritornando alla (4.32), la matrice $[R(\omega)]$ è detta matrice *resistenza di radiazione*, ed assume la seguente forma:

$$[R(\omega)] = \begin{bmatrix} 1 & \frac{\sin(k|r_{1,2}|)}{k|r_{1,2}|} & \dots & \frac{\sin(k|r_{1,NG}|)}{k|r_{1,NG}|} \\ \frac{\sin(k|r_{1,2}|)}{k|r_{1,2}|} & 1 & \dots & \dots \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \frac{\sin(k|r_{1,NG}|)}{k|r_{1,NG}|} & \dots & \dots & 1 \end{bmatrix} \quad (4.38)$$

NG rappresenta il numero totale dei nodi in cui il pannello è stato suddiviso. Se praticamente al pannello si associano 20 nodi lungo il lato x ($N_x=20$) e 12 lungo il lato y ($N_y=12$), si avrà un numero totale di nodi pari a:

$$NG = N_x \cdot N_y \quad (4.39)$$

Resta infine da definire la matrice $[A_{sq}]$. Può semplicemente essere chiamata matrice delle aree. In pratica nella suddivisione in nodi del pannello, ad ognuno di essi viene associata un'area equivalente nodale pari a:

$$A_{rif} = \frac{a \cdot b}{(N_x - 1)(N_y - 1)} \quad (4.40)$$

Per il calcolo della TL è necessario calcolare la potenza incidente in coordinate discrete che ha la seguente forma:

$$\Pi_{INC}(\omega) = \frac{1}{2} \text{Re}(\{p\}^H [A] \{v\}) = \frac{1}{2} \text{Re}(\{F\}^H \{v\}) = \frac{1}{2} \text{Re}(j\omega \{F\}^H \{w\}) \quad (4.41)$$

Ricordiamo le espressioni che assumono il coefficiente di trasmissione e la TL:

$$\tau = \frac{\Pi_{RAD}(\omega)}{\Pi_{INC}(\omega)}$$

$$TL = 10 \log_{10} \left(\frac{1}{\tau} \right) = 10 \log_{10} \left(\frac{\Pi_{INC}(\omega)}{\Pi_{RAD}(\omega)} \right)$$

Un altro parametro importante in questo studio è l'*efficienza di radiazione*, che esprime la potenza acustica irradiata da una superficie vibrante misurata relativamente al livello vibrazionale di quest'ultima.

Formalmente è data da:

$$\sigma = \frac{\Pi}{\rho \cdot c \cdot S \cdot v^2} \quad (4.42)$$

dove Π è la potenza acustica irradiata da un oggetto di area S che vibra con velocità v in un mezzo di densità ρ e velocità caratteristica c ; ρ e c sono noti una volta stabilito il mezzo in cui l'onda si propaga, mentre l'area S dipende ovviamente dalle caratteristiche geometriche del pannello.

Anche l'efficienza di radiazione può essere calcolata in coordinate discrete, ed è:

$$\sigma(\omega) = \frac{\Pi_{RAD}(\omega)}{\Pi_{PIST}(\omega)}$$

al denominatore compare una nuova grandezza che è la potenza radiata da un pistone avente un'area equivalente pari all'area del pannello, che si muove con la stessa velocità quadratica media; ed è:

$$\Pi_{PIST}(\omega) = \frac{1}{2} \rho_a c_a \{W(\omega)\}^H [A] \{W(\omega)\}$$

4.5 Sviluppo del calcolo matriciale della formulazione in coordinate discrete

L'espressione della potenza radiata in coordinate discrete è data da:

$$\Pi_{RAD}(\omega) = \frac{\omega^4 \rho_a}{4\pi c_a} \{W(\omega)\}^H [A_{sq}] \{W(\omega)\} \quad (4.32)$$

con $W(\omega)$ dato da:

$$\{W(\omega)\} = [\Phi][H(\omega)][\Phi]^T \{F(\omega)\} \quad (4.43)$$

dunque si può scrivere andando a sostituire:

$$\Pi_{RAD}(\omega) = \frac{\omega^4 \rho_a}{4\pi c_a} \left\{ [\Phi][H(\omega)][\Phi]^T \{F(\omega)\} \right\}^H \cdot [A_{sq}][R(\omega)] \cdot \left\{ [\Phi][H(\omega)][\Phi]^T \{F(\omega)\} \right\}$$

o anche :

$$\Pi_{RAD}(\omega) = \frac{\omega^4 \rho_a}{4\pi c_a} ([\Phi] \cdot [\overline{H(\omega)}] \cdot [\Phi]^T \cdot \{F(\omega)\} \cdot [A_{sq}] \cdot [R(\omega)] \cdot [\Phi] \cdot [H(\omega)] \cdot [\Phi]^T \cdot \{F(\omega)\})$$

ponendo:

$$[\Phi] \cdot [\overline{H(\omega)}] \cdot [\Phi]^T \cdot \{F(\omega)\} = Z^H \quad (4.44)$$

$$[\Phi] \cdot [H(\omega)] \cdot [\Phi]^T \cdot \{F(\omega)\} = Z \quad (4.45)$$

con $\overline{H(\omega)}$ complesso coniugato di $H(\omega)$, la potenza radiata si può scrivere come:

$$\Pi_{RAD}(\omega) = \frac{\omega^4 \rho_a}{4\pi c_a} \{Z(\omega)\}^H \cdot [A_{sq}][R(\omega)] \cdot \{Z(\omega)\} \quad (4.46)$$

dall'analisi, si sa che il prodotto di un numero complesso per il suo coniugato fornisce come risultato

$$Z(\omega)^H \cdot Z(\omega) = Z^2 \quad (4.47)$$

tale risultato, insieme al fatto che la matrice funzione di trasferimento $H(\omega)$ è diagonale, che la matrice $R(\omega)$ è simmetrica e che la matrice delle aree A è diagonale, si è utilizzato per poter andare a esplicitare tutto il calcolo della potenza radiata in una forma più compatta e agevole da implementare in un software in linguaggio FORTRAN.

Si supponga di avere a che fare, per semplicità, con matrici 3x3 con vettori 3x1 e 1x3 (in questo caso ipotetico si è supposto di avere a che fare con una discretizzazione del pannello data da 3 nodi e 3 indici modali lungo ognuno dei due spigoli) per poi espandere il discorso al caso generale.

Supponiamo di avere a che fare con le seguenti matrici che utilizzeremo per semplificare il calcolo matriciale in maniera da avere delle operazioni semplici da implementare nel linguaggio di programmazione prescelto.

Sia $[\phi]$ la matrice dei modi di vibrare:

$$[\phi] = \begin{bmatrix} \phi_{11} & \phi_{12} & \phi_{13} \\ \phi_{21} & \phi_{22} & \phi_{23} \\ \phi_{31} & \phi_{32} & \phi_{33} \end{bmatrix} \quad (4.48)$$

ovviamente la matrice $[\phi]^T$ sarà:

$$[\phi]^T = \begin{bmatrix} \phi_{11} & \phi_{21} & \phi_{31} \\ \phi_{12} & \phi_{22} & \phi_{32} \\ \phi_{13} & \phi_{23} & \phi_{33} \end{bmatrix} \quad (4.49)$$

La matrice funzione di trasferimento $H(\omega)$ che avrà elementi complessi solo sulla diagonale principale. (4.35), assumerà una forma generica del tipo:

$$[H(\omega)] = \begin{bmatrix} a_1 + jb_1 & 0 & 0 \\ 0 & a_2 + jb_2 & 0 \\ 0 & 0 & a_3 + jb_3 \end{bmatrix} \quad (4.50)$$

dove, per avere semplificazioni nella scrittura del software si sono eseguite semplici operazioni sui numeri complessi.

In particolare, vista la forma degli elementi complessi della (4.35), per la proprietà del modulo dei numeri complessi, si è proceduto a trasformare gli elementi nel seguente modo:

$$z^{-1} = \frac{\bar{z}}{|z|^2} \quad (4.51)$$

con z numero complesso generico.

Nel nostro caso

$$z^{-1} = \frac{1}{(\omega_n^2 - \omega^2) + j\eta\omega^2} \quad (4.52)$$

secondo la (4.51) può essere riscritto come:

$$z^{-1} = \frac{(\omega_n^2 - \omega^2)}{(\omega_n^2 - \omega^2)^2 + (\eta\omega^2)^2} - j \frac{\eta\omega^2}{(\omega_n^2 - \omega^2)^2 + (\eta\omega^2)^2} \quad (4.53)$$

in modo che i termini della matrice $H(\omega)$ risultino pari a:

$$a_i + jb_i = \frac{(\omega_{n,i}^2 - \omega_i^2)}{(\omega_{n,i}^2 - \omega_i^2)^2 + (\eta\omega_i^2)^2} - j \frac{\eta\omega_i^2}{(\omega_{n,i}^2 - \omega_i^2)^2 + (\eta\omega_i^2)^2} \quad (4.54)$$

Infine il vettore $\{F\}$ è semplicemente un vettore di 3 elementi:

$$\{F\} = \begin{Bmatrix} F_1 \\ F_2 \\ F_3 \end{Bmatrix} \quad \text{oppure} \quad \{F\}^T = \{F_1 \quad F_2 \quad F_3\}$$

La matrice resistenza di radiazione $R(\omega)$, simmetrica, assume una forma del tipo:

$$[R] = \begin{bmatrix} R_{11} & R_{12} & R_{13} \\ R_{12} & R_{22} & R_{23} \\ R_{13} & R_{23} & R_{33} \end{bmatrix} \quad (4.55)$$

Infine la matrice delle aree, diagonale, sarà del tipo:

$$[A_{sq}] = \begin{bmatrix} A_1 A_1 & 0 & 0 \\ 0 & A_2 A_2 & 0 \\ 0 & 0 & A_3 A_3 \end{bmatrix} \quad (4.56)$$

4.5.1 Sviluppo del calcolo matriciale della formulazione in coordinate discrete in forma simbolica

Si è proceduto a sviluppare tutti i conti matriciali riga per colonna, col supporto del comando SYMS del software MATLAB che consente in maniera piuttosto agevole il calcolo simbolico, di seguito si riporta uno stralcio del modo di operare:

```
=====
%== i termini HiiC sono i complessi coniugati di Hii
%== i termini fiiij sono i termini phi_j della matrice dei modi di vibrare
%== le matrci app e appl sono matrici di appoggio intermedie
>> syms H11 H22 H33
>> syms H11C H22C H33C
>> syms F1 F2 F3
>> syms fi11 fi12 fi13 fi21 fi22 fi23 fi31 fi32 fi33
>> H=[H11 0 0
0 H22 0
0 0 H33]
H =
[ H11,      0,      0]
```

```

[ 0, H22, 0]
[ 0, 0, H33]
>> F=[F1
F2
F3]
F =
[ F1]
[ F2]
[ F3]
>> fi=[fi11 fi12 fi13
fi21 fi22 fi23
fi31 fi32 fi33]
fi =
[ fi11, fi12, fi13]
[ fi21, fi22, fi23]
[ fi31, fi32, fi33]
>> fit=[fi11 fi21 fi31
fi12 fi22 fi32
fi13 fi23 fi33]
fit =
[ fi11, fi21, fi31]
[ fi12, fi22, fi32]
[ fi13, fi23, fi33]
>> Ft=[F1 F2 F3]
Ft =
[ F1, F2, F3]
>> fit*F
ans =
[ fi11*F1+fi21*F2+fi31*F3]
[ fi12*F1+fi22*F2+fi32*F3]
[ fi13*F1+fi23*F2+fi33*F3]
>> app=fit*F
app =
[ fi11*F1+fi21*F2+fi31*F3]
[ fi12*F1+fi22*F2+fi32*F3]
[ fi13*F1+fi23*F2+fi33*F3]
>> app1=H*app
app1 =
[ H11*(fi11*F1+fi21*F2+fi31*F3)]
[ H22*(fi12*F1+fi22*F2+fi32*F3)]
[ H33*(fi13*F1+fi23*F2+fi33*F3)]
>> Z=fi*app1
Z =
[fi11*H11*(fi11*F1+fi21*F2+fi31*F3)+fi12*H22*(fi12*F1+fi22*F2+fi32*
F3)+fi13*H33*(fi13*F1+fi23*F2+fi33*F3)]
[fi21*H11*(fi11*F1+fi21*F2+fi31*F3)+fi22*H22*(fi12*F1+fi22*F2+fi32*
F3)+fi23*H33*(fi13*F1+fi23*F2+fi33*F3)]
[fi31*H11*(fi11*F1+fi21*F2+fi31*F3)+fi32*H22*(fi12*F1+fi22*F2+fi32*
F3)+fi33*H33*(fi13*F1+fi23*F2+fi33*F3)]
>> HC=[H11C 0 0
0 H22C 0
0 0 H33C]
HC =
[ H11C, 0, 0]
[ 0, H22C, 0]
[ 0, 0, H33C]
>> Zh=Ft*fi*HC*fit
Zh =
[(fi11*F1+fi21*F2+fi31*F3)*H11C*fi11+(fi12*F1+fi22*F2+fi32*F3)*H22C*fi12
+(fi13*F1+fi23*F2+fi33*F3)*H33C*fi13,
(fi11*F1+fi21*F2+fi31*F3)*H11C*fi21+(fi12*F1+fi22*F2+fi32*F3)*H22C*fi22+

```



```
(fi13*F1+fi23*F2+fi33*F3)*H33C*fi23,
(fi11*F1+fi21*F2+fi31*F3)*H11C*fi31+(fi12*F1+fi22*F2+fi32*F3)*H22C*fi32+
(fi13*F1+fi23*F2+fi33*F3)*H33C*fi33]
```

```
>> syms A1 A2 A3
>> syms R11 R12 R13 R22 R33 R23
>> Area=[A1 0 0
0 A2 0
0 0 A3]
Area =
[ A1, 0, 0]
[ 0, A2, 0]
[ 0, 0, A3]
>> Rreal=[R11 R12 R13
R12 R22 R23
R13 R23 R33]
Rreal =
[ R11, R12, R13]
[ R12, R22, R23]
[ R13, R23, R33]
>> Q=Area*Rreal*Area
Q =
[ A1^2*R11, A1*R12*A2, A1*R13*A3]
[ A1*R12*A2, A2^2*R22, A2*R23*A3]
[ A1*R13*A3, A2*R23*A3, A3^2*R33]
```

Nel listato appena presentato, si è potuta osservare l'espressione letterale completa di Z e Z^H limitatamente al caso di matrici 3x3, in più, si è anche eseguito il calcolo simbolico del prodotto delle matrici $[A_{sq}]*[R]$.

Sfruttando ancora la potenza del calcolo simbolico, si è andati successivamente ad esplicitare, una volta avute le espressioni letterali delle componenti Z_1 , Z_2 , e Z_3 di Z e Z_1^H , Z_2^H , e Z_3^H di Z^H , il prodotto della relazione (4.46), che risulta avere una forma del tipo:

$$\Pi_{RAD}(\omega) = \frac{\omega^4 \rho_a}{4\pi c_a} \left(\begin{bmatrix} Z_1^H & Z_2^H & Z_3^H \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} A_1^2 \cdot R_{11} & A_1 \cdot R_{12} \cdot A_2 & A_1 \cdot R_{13} \cdot A_3 \\ A_1 \cdot R_{12} \cdot A_2 & A_2^2 \cdot R_{22} & A_2 \cdot R_{23} \cdot A_3 \\ A_1 \cdot R_{13} \cdot A_3 & A_2 \cdot R_{23} \cdot A_3 & A_3^2 \cdot R_{33} \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} Z_1 \\ Z_2 \\ Z_3 \end{bmatrix} \right)$$

Con quest'ultima relazione possiamo calcolare il valore puntuale della frequenza.

Dal punto di vista delle dimensioni delle matrici si ha:

$$[1 \times 3] * [3 \times 3] * [3 \times 1] = [1 \times 1]$$

E' facile dimostrare che il prodotto tra Z_j^* e Z_i può essere scritto come:

$$Z_j^* \cdot Z_i = \sum_{i=1}^3 |Z_i|^2 + 2 \cdot \sum_{i=1}^3 \sum_{j=i+1}^3 Z_j \cdot Z_i$$

Si riporta un'altra parte di calcolo simbolico che verrà utilizzato come base della struttura del programma FORTRAN.

```
=====
Z1=(F1*fi11+F2*fi21+F3*fi31)*(a1+i*b1)*fi11+
(F1*fi12+F2*fi22+F3*fi32)*(a2+i*b2)*fi12+
(F1*fi13+F2*fi23+F3*fi33)*(a3+i*b3)*fi13

Z2=(F1*fi11+F2*fi21+F3*fi31)*(a1+i*b1)*fi21+
(F1*fi12+F2*fi22+F3*fi32)*(a2+i*b2)*fi22+
(F1*fi13+F2*fi23+F3*fi33)*(a3+i*b3)*fi23

Z3=(F1*fi11+F2*fi21+F3*fi31)*(a1+i*b1)*fi31+
(F1*fi12+F2*fi22+F3*fi32)*(a2+i*b2)*fi32+
(F1*fi13+F2*fi23+F3*fi33)*(a3+i*b3)*fi33

Zh1=(F1*fi11+F2*fi21+F3*fi31)*(a1-i*b1)*fi11+
(F1*fi12+F2*fi22+F3*fi32)*(a2-i*b2)*fi12+
(F1*fi13+F2*fi23+F3*fi33)*(a3-i*b3)*fi13

Zh2=(F1*fi11+F2*fi21+F3*fi31)*(a1-i*b1)*fi21+
(F1*fi12+F2*fi22+F3*fi32)*(a2-i*b2)*fi22+
(F1*fi13+F2*fi23+F3*fi33)*(a3-i*b3)*fi23

Zh3=(F1*fi11+F2*fi21+F3*fi31)*(a1-i*b1)*fi31+
(F1*fi12+F2*fi22+F3*fi32)*(a2-i*b2)*fi32+
(F1*fi13+F2*fi23+F3*fi33)*(a3-i*b3)*fi33
```

%== Riordinando:

```
Z1= (F1*fi11+F2*fi21+F3*fi31)*f11*(a1 + i*b1)+
(F1*fi12+F2*fi22+F3*fi32)*f12*(a2 + i*b2)+
(F1*fi13+F2*fi23+F3*fi33)*f13*(a3 + i*b3)

Z2= (F1*fi11+F2*fi21+F3*fi31)*f21*(a1 + i*b1)+
(F1*fi12+F2*fi22+F3*fi32)*f22*(a2 + i*b2)+
(F1*fi12+F2*fi22+F3*fi32)*f23*(a3 + i*b3)

Z3= (F1*fi11+F2*fi21+F3*fi31)*f31*(a1 + i*b1)+
(F1*fi12+F2*fi22+F3*fi32)*f32*(a2 + i*b2)+
(F1*fi12+F2*fi22+F3*fi32)*f33*(a3 + i*b3)

Zh1=(F1*fi11+F2*fi21+F3*fi31)*f11*(a1 - i*b1)+
(F1*fi12+F2*fi22+F3*fi32)*f12*(a2 - i*b2)+
(F1*fi13+F2*fi23+F3*fi33)*f13*(a3 - i*b3)

Zh2=(F1*fi11+F2*fi21+F3*fi31)*f21*(a1 - i*b1)+
(F1*fi12+F2*fi22+F3*fi32)*f22*(a2 - i*b2)+
(F1*fi12+F2*fi22+F3*fi32)*f23*(a3 - i*b3)

Zh3=(F1*fi11+F2*fi21+F3*fi31)*f31*(a1 - i*b1)+
(F1*fi12+F2*fi22+F3*fi32)*f32*(a2 - i*b2)+
(F1*fi12+F2*fi22+F3*fi32)*f33*(a3 - i*b3)
```

%== Posto ora $C(i)=(F1*fi1i+F2*fi2i+F3*fi3i)$

%== Si potrà scrivere:

$Z1= C(1)*f11*(a1 + i*b1)+C(2)*f12*(a2 + i*b2)+ C(3)*f13*(a3 + i*b3)$
 $Z2= C(1)*f21*(a1 + i*b1)+C(2)*f22*(a2 + i*b2)+ C(3)*f23*(a3 + i*b3)$
 $Z3= C(1)*f31*(a1 + i*b1)+C(2)*f32*(a2 + i*b2)+ C(3)*f33*(a3 + i*b3)$

$Zh1=C(1)*f11*(a1 - i*b1)+C(2)*f12*(a2 - i*b2)+ C(3)*f13*(a3 - i*b3)$
 $Zh2=C(1)*f21*(a1 - i*b1)+C(2)*f22*(a2 - i*b2)+ C(3)*f23*(a3 - i*b3)$
 $Zh3=C(1)*f31*(a1 - i*b1)+C(2)*f32*(a2 - i*b2)+ C(3)*f33*(a3 - i*b3)$

%== Esplicitando i termini complessi delle matrici di trasferimento:

$Z1=C(1)*f11*a1+C(2)*f12*a2+C(3)*f13*a3 + i(C(1)*f11*b1+C(2)*f12*b2+C(3)*f13*b3)$
 $Z2=C(1)*f21*a1+C(2)*f22*a2+C(3)*f23*a3 + i(C(1)*f21*b1+C(2)*f22*b2+C(3)*f23*b3)$
 $Z3=C(1)*f31*a1+C(2)*f32*a2+C(3)*f33*a3 + i(C(1)*f31*b1+C(2)*f32*b2+C(3)*f33*b3)$

$Zh1=C(1)*f11*a1+C(2)*f12*a2+C(3)*f13*a3 -i(C(1)*f11*b1+C(2)*f12*b2+C(3)*f13*b3)$
 $Zh2=C(1)*f21*a1+C(2)*f22*a2+C(3)*f23*a3 -i(C(1)*f21*b1+C(2)*f22*b2+C(3)*f23*b3)$
 $Zh3=C(1)*f31*a1+C(2)*f32*a2+C(3)*f33*a3 -i(C(1)*f31*b1+C(2)*f32*b2+C(3)*f33*b3)$

%== Facendo la posizione:

$C(1)*f11*a1+C(2)*f12*a2+C(3)*f13*a3= X1$
 $C(1)*f11*b1+C(2)*f12*b2+C(3)*f13*b3= Y1$
 $C(1)*f21*a1+C(2)*f22*a2+C(3)*f23*a3= X2$
 $C(1)*f21*b1+C(2)*f22*b2+C(3)*f23*b3= Y2$
 $C(1)*f31*a1+C(2)*f32*a2+C(3)*f33*a3= X3$
 $C(1)*f31*b1+C(2)*f32*b2+C(3)*f33*b3= Y3$

%== Si potrà scrivere:

$Z1 = X1 + i*Y1$
 $Z2 = X2 + i*Y2$
 $Z3 = X3 + i*Y3$

$Zh1 = X1 - i*Y1$
 $Zh2 = X2 - i*Y2$
 $Zh3 = X3 - i*Y3$

$Z1 * Zh1 = (X1 + i*Y1)*(X1 - i*Y1)= X1^2 + Y1^2$
 $Z2 * Zh2 = (X2 + i*Y2)*(X2 - i*Y2)= X2^2 + Y2^2$
 $Z3 * Zh3 = (X3 + i*Y3)*(X3 - i*Y3) = X3^2 + Y3^2$

$(Z1 * Zh2) + (Z2 * Zh1)= (X1 + iY1)*(X2 - iY2) + (X1 - iY1)*(X2 + iY2) =$
 $X1*X2 - i X1*Y2 + i Y1*X2 + Y1*Y2 + X1*X2 + i X1*Y2 - i Y1*X2 + Y1*Y2 =$
 $X1*X2 + Y1*Y2 + X1*X2 + Y1*Y2 = 2*(X1*X2 + Y1*Y2)$

$(Z1 * Zh3) + (Z3 * Zh1)= 2*(X1*X3 + Y1*Y3)$
 $(Z2 * Zh3) + (Z3 * Zh2)= 2*(X2*X3 + Y2*Y3)$

In definitiva per il caso 3x3, si ha:

$Z1 * Zh1 = X1^2 + Y1^2$

$Z2 * Zh2 = X2^2 + Y2^2$

$Z3 * Zh3 = X3^2 + Y3^2$

$$(Z1 * Zh2) + (Z2 * Zh1) = 2*(X1*X2 + Y1*Y2)$$

$$(Z1 * Zh3) + (Z3 * Zh1) = 2*(X1*X3 + Y1*Y3)$$

$$(Z2 * Zh3) + (Z3 * Zh2) = 2*(X2*X3 + Y2*Y3)$$

Dal caso semplice 3x3, si potrà agevolmente passare al caso generale NGxNG.

$$Z_j^* \cdot Z_i = \sum_{i=1}^{NG} |Z_i|^2 + 2 \cdot \sum_{i=1}^{NG} \sum_{j=i+1}^{NG} Z_j \cdot Z_i \quad (4.57)$$

CAPITOLO 5

PROGRAMMA ANALITICO PER IL CALCOLO DELLA TRASMISSION LOSS IN UN PANNELLO DI MATERIALE ISOTROPO

5.1 Introduzione al programma

Il primo programma scritto in codice FORTRAN è quello valido per un pannello piano di forma rettangolare in alluminio (isotropo).

Il pannello analizzato è un pannello standard di alluminio 2024 T3, più volte sottoposto ad indagine dal Dipartimento di Progettazione Aeronautica dell'Università degli studi di Napoli "Federico II" [4], avente dimensioni pari a:

$$a=35.6 \text{ cm}$$

$$b=20.3 \text{ cm}$$

$$h=0.120 \text{ cm}$$

Si è scelto di fissare praticamente tutti i parametri per rendere il programma più veloce in questa fase di prove preliminari e test.

Per avere una versione più friendly basterà utilizzare il comando:

```
PRINT*, 'inserisci il valore di x'
```

```
READ*, x
```

```
PRINT*, 'x'
```

Le tre righe di programma consentono rispettivamente di avere sullo schermo la dicitura "inserisci il valore di x", di acquisire il dato e di vedere il dato su schermo.

I dati di ingresso in un problema di questo tipo sono:

- le tre dimensioni del pannello;
- il modulo di elasticità del materiale E;
- il modulo di Poisson ν ;
- la velocità del suono nell'aria (340 m/s);
- la densità dell'aria in kg/m^3 ;
- la densità del materiale in kg/m^3 ;

- lo smorzamento η ;
- la pressione agente.

Oltre a questi, vanno scelti altri 4 parametri fondamentali, che sono il numero dei nodi (NODIX, NODIY) e il numero degli indici modali (IMX, IMY), lungo i lati x e y del pannello.

Nel caso descritto si è scelto di utilizzare una *griglia di calcolo* avente 25 nodi lungo il lato lungo e 15 lungo quello corto, per un totale di 375 nodi totali, e di scegliere 7 indici modali per ognuno dei due lati per un'analisi dei primi 49 modi di vibrare del pannello. L'indagine è svolta su un intervallo di frequenze che va da 0 a 5000 Hz. Il problema così strutturato, richiede un tempo di elaborazione di circa 4 minuti, con un computer avente 1024 Mb di memoria RAM e un processore Pentium IV di 3.06 GHz.

5.2 Algoritmo del programma

Ecco la successione delle operazioni eseguite dal software *pannello_analitico*, il cui listato completo è riportato in appendice A.2.

- Calcolo della massa generalizzata:

$$m_{gen} = \frac{\rho \cdot a \cdot b \cdot h}{4}$$

- Calcolo del numero totale dei nodi della griglia di calcolo:

$$noditot = nodix * nodiy$$

- Calcolo di Δ_x e Δ_y (rispettivamente le distanze tra due nodi successivi della griglia in direzione x e in direzione y):

$$\Delta_x = \frac{a}{nodix - 1} \quad \Delta_y = \frac{b}{nodi y - 1}$$

- Calcolo della rigidezza flessionale della piastra:

$$D_0 = \frac{E \cdot h^3}{12 \cdot (1 - \nu^2)}$$

- Calcolo dei modi di vibrare complessivi:

$$moditot = imx \cdot imy$$

- Calcolo delle aree elementari:

$$A_{rif} = \frac{a \cdot b}{(nodix - 1) \cdot (nodi y - 1)}$$

- Calcolo della sollecitazione agente sui nodi della griglia:

$$F_{est} = p \cdot A_{rif}$$

- Costruzione e calcolo di due matrici di appoggio:

1. Matrice coord: restituisce le coordinate dimensionali della griglia di calcolo;
2. Matrice HHs: per ogni riga, la prima e seconda colonna danno gli indici modali secondo le due direzioni ortogonali x e y, mentre la terza colonna fornisce il valore della *pulsazione naturale*. C'è da dire che tale matrice è stata riordinata secondo le pulsazioni naturali crescenti;

$$coord_{(i1-1) \cdot nodiy + i2, 1} = \frac{i1 - 1}{N_x - 1} \cdot a$$

$$coord_{(i1-1) \cdot nodiy + i2, 2} = \frac{i2 - 1}{N_y - 1} \cdot b$$

$$HH_{(i-1) \cdot IMY + i2, 1} = i1$$

$$HH_{(i-1) \cdot IMY + i2, 2} = i2$$

$$HH_{(i-1) \cdot IMY + i2, 3} = \sqrt{\frac{D_0}{\rho \cdot hh}} \cdot \left[\left(\frac{\pi \cdot i1}{a} \right)^2 + \left(\frac{\pi \cdot i2}{b} \right)^2 \right]$$

- Calcolo di tutti gli elementi della matrice ϕ dei modi di vibrare:

$$\phi_{i,j} = \sin\left(\frac{coord_{i,1} \cdot \pi \cdot HHs_{j,1}}{a}\right) \cdot \sin\left(\frac{coord_{i,2} \cdot \pi \cdot HHs_{j,2}}{b}\right)$$

- Calcolo degli elementi della matrice resistenza di radiazione:

$$r_{i,q} = \sqrt{(coord_{i,1} - coord_{q,1})^2 + (coord_{i,2} - coord_{q,2})^2}$$

$$R_{i,j} = 1 \quad \text{se } i = j \quad R_{i,j} = \frac{\sin(k_a \cdot r_{i,j})}{k_a \cdot r_{i,j}} \quad \text{se } i \neq j \quad \text{dove}$$

$$k_a = \left(\frac{\omega(f)}{c_a} \right)$$

- Calcolo della matrice funzione di trasferimento (nel modo abbondantemente descritto nel capitolo 3);
- Calcolo dei valori di Z e Z^H in tutto l'intervallo di frequenza (nel modo abbondantemente descritto nel capitolo 3);
- Calcolo delle grandezze di interesse: potenza radiata, coefficiente di trasmissione, efficienza di radiazione e transmission loss;
- Export dei dati in un file esterno di tipo *.txt (*pannello_analitico.txt*).

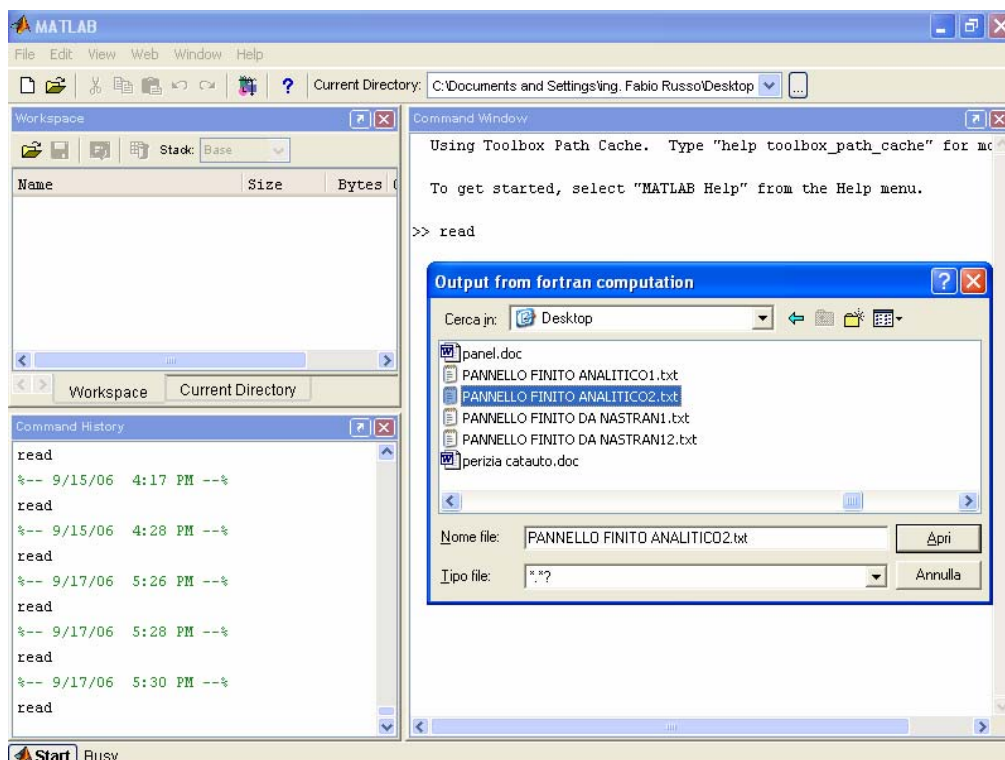
5.3 Post processo dei risultati

Per il post processo dei dati si è fatto ricorso al software Matlab, con il quale si è scritto un piccolo codice per eseguire in automatico tutti i grafici andando a leggere i dati di output del fortran.

Il breve listato è presentato in appendice A.3.

Il tutto richiede con un computer dello stesso tipo del precedente un tempo di analisi di pochi secondi.

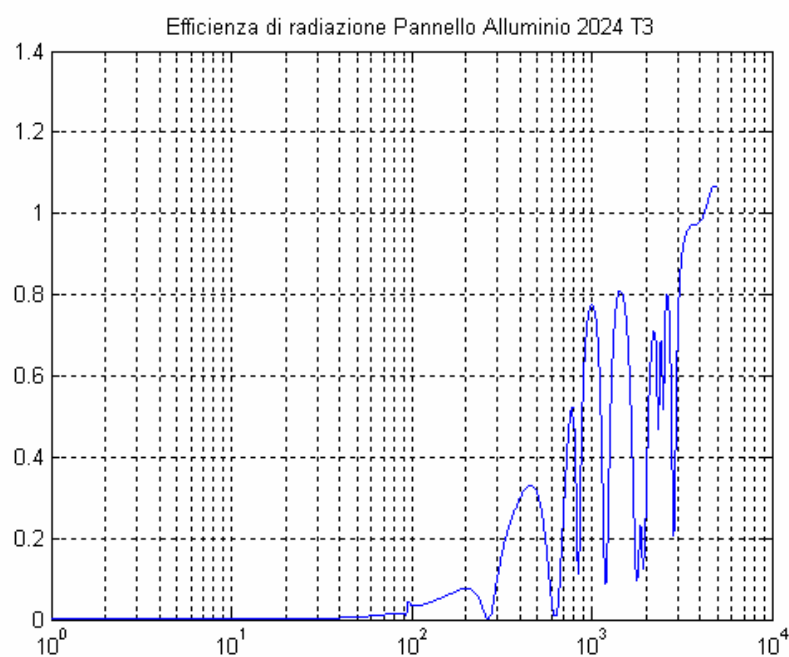
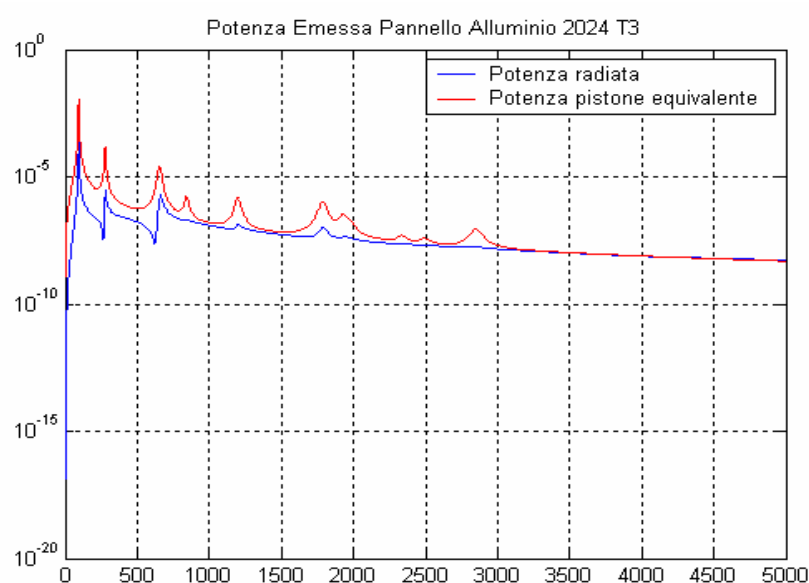
Una volta lanciato il programma Matlab si va a richiamare il programma *read.m*.

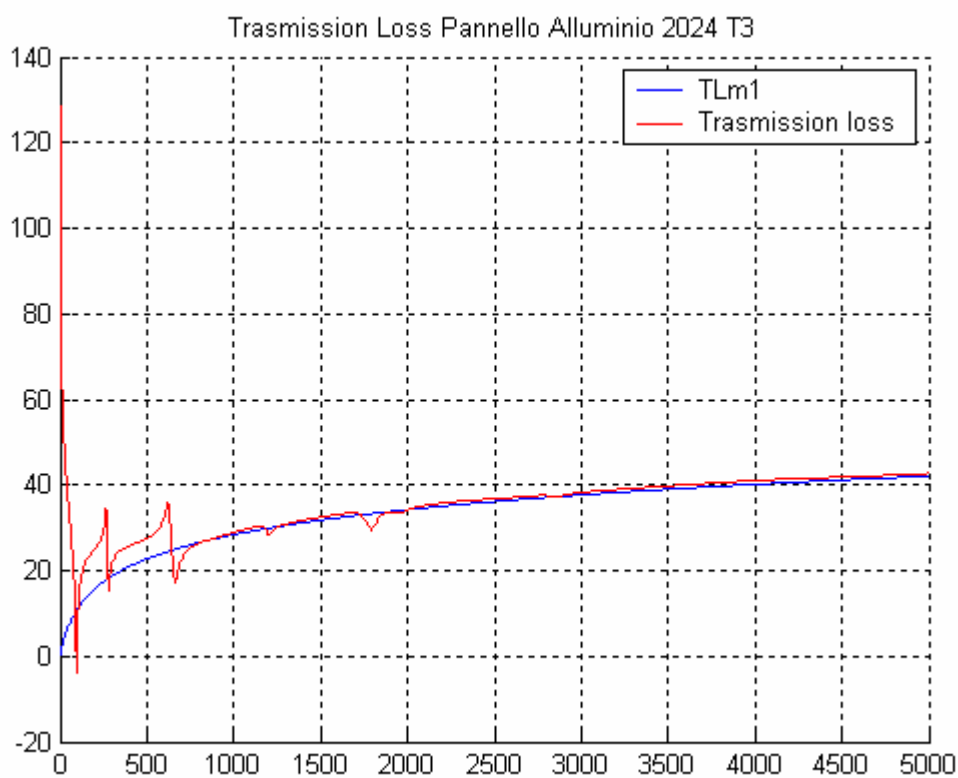
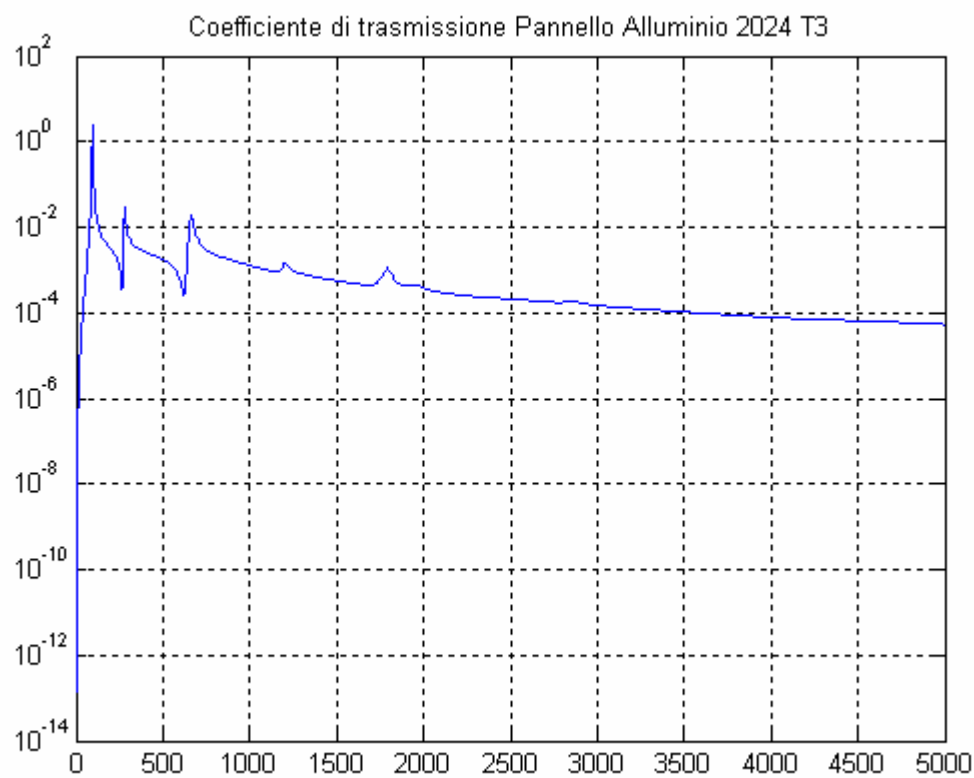


Subito dopo aver lanciato read.m, compare una finestra dal titolo “Output from fortran computation”.

A questo punto basterà selezionare il file di testo costruito col fortran e automaticamente si andranno a formare i grafici che verranno presentati in seguito.

Tutti i grafici mostrano un andamento del tutto simile a quelli riportati sui vari studi eseguiti sullo stesso pannello con altri tipi di metodologie e di approccio.





CAPITOLO 6

MODELLO AGLI ELEMENTI FINITI CON IL SOFTWARE PATRAN NASTRAN

6.1 Considerazioni iniziali

L'idea di analizzare il pannello con l'ausilio di un software FEM è stato il passo fondamentale per questo lavoro.

Il motivo fondamentale è semplicemente che qualunque sia il pannello e qualunque sia il materiale di cui è composto, si delega al software ad elementi finiti il compito di eseguirne tutta l'analisi modale per poter successivamente andare a prendere i risultati di tale analisi ed inserirli in un software appositamente costruito e determinarne tutte le grandezze e i grafici necessari alla caratterizzazione acustica del pannello.

A tale scopo è stato costruito prima di tutto un pannello identico a quello esaminato precedentemente nel software *pannello_analitico*, è stato modellato con il Patran, e ne è stata eseguita un'analisi modale col Nastran. I risultati sono stati successivamente confrontati con quelli avuti da *pannello_analitico* per testarne la bontà.

In questo capitolo dunque, si parlerà di cosa si intende per studio agli elementi finiti, e si vedrà come sarà possibile implementare un pannello per eseguirne l'analisi modale con il Nastran.

6.2 Introduzione allo studio degli elementi finiti

Il metodo degli elementi finiti FEM, è un procedimento che attraverso la discretizzazione, l'uso di un modello matematico e di tecniche di calcolo numerico, consente lo studio dinamico di problemi particolarmente complessi. Si può dire che mediante un'opportuna approssimazione delle variabili in gioco, viene ricercata una soluzione che per non essendo esatta, fornisce indicazioni utili per l'analisi di problemi la cui soluzione per via analitica, coi metodi classici, risulterebbe molto onerosa.

Il metodo degli elementi finiti può essere applicato sia per lo studio di strutture, sia per lo studio di problemi di trasmissione del calore, di fluidodinamica, di acustica ed altri ancora, eventualmente accoppiati tra loro.

Il metodo si può sintetizzare in 3 passi:

- La struttura da analizzare viene suddivisa in parti di dimensioni finite, ciascuna delle quali costituisce un *elemento finito*; i vari elementi sono collegati fra loro solo mediante alcuni punti dei rispettivi contorni detti *nodi*.
- Si stabilisce un'ipotesi (*funzione di forma*) sull'andamento delle deformazioni all'interno di ciascun elemento e tenendo presenti le caratteristiche fisiche del materiale, si trovano per il generico elemento i -esimo, le espressioni dell'energia cinetica T_i e dell'energia di deformazione U_i in funzione degli spostamenti dei nodi.
- Se il numero degli elementi in cui è stata suddivisa la struttura è N , si possono scrivere le espressioni dell'energia cinetica e dell'energia di deformazione mediante le relazioni:

$$\begin{aligned} T &= \sum_{i=1}^N T_i \\ U &= \sum_{i=1}^N U_i \end{aligned} \quad (6.1)$$

Utilizzando queste due espressioni per scrivere le equazioni di Lagrange, si ottengono le equazioni del moto della struttura completa, che permettono di determinarne le frequenze ed i modi propri. Forze e momenti esterni si potranno anche introdurre nelle equazioni di Lagrange, esprimendole attraverso il loro lavoro virtuale.

La suddivisione della struttura completa in elementi finiti prende il nome di *discretizzazione*. Una buona discretizzazione richiede molta attenzione e una certa abilità da parte degli operatori, infatti si dovrebbe procedere a questa

operazione tenendo conto delle discontinuità geometriche e di quelle del materiale, delle condizioni al contorno e delle forze agenti.

Gli elementi sono connessi gli uni agli altri mediante i nodi, i quali hanno uno o più gradi di libertà, a ciascuno dei quali corrisponde uno spostamento o una derivata spaziale.

L'insieme di tali spostamenti e derivate viene chiamato *vettore spostamenti nodali* $\{\delta\}$ dell'elemento.

Esprimendo gli spostamenti all'interno di un elemento finito attraverso gli spostamenti nodali dei suoi nodi, in ogni punto dell'elemento finito, resta definito un *vettore degli spostamenti* $\{d\}$. La relazione tra spostamento $\{d\}$ di un generico punto dell'elemento e il vettore $\{\delta\}$ degli spostamenti nodali dell'elemento stesso sarà esprimibile attraverso un'opportuna matrice $[N]$:

$$\{d\} = [N] \cdot \{\delta\} \quad (6.2)$$

dunque lo spostamento di un punto interno dell'elemento, è esprimibile, mediante la matrice $[N]$, in funzione degli spostamenti dei nodi.

La matrice $[N]$ dipende dall'ipotesi che si adotta riguardo l'andamento dello spostamento entro l'elemento e prende il nome di *funzione di forma*.

Lo spostamento di un punto all'interno dell'elemento, $w(x,y,t)$, può essere espresso in termini degli spostamenti incogniti $\delta_i(t)$ nella forma:

$$w(x, y, t) = \sum_{i=1}^N N_i(x, y) \cdot \delta_i(t) \quad (6.3)$$

Per determinare il vettore $\{\delta\}$ degli spostamenti nodali, occorre scrivere le equazioni del moto. L'energia cinetica T e l'energia di deformazione U dell'elemento possono essere espresse rispettivamente come:

$$T = \frac{1}{2} \left\{ \dot{\delta} \right\}^T \cdot [m] \cdot \left\{ \dot{\delta} \right\} \quad U = \frac{1}{2} \left\{ \dot{\delta} \right\}^T \cdot [k] \cdot \left\{ \dot{\delta} \right\}$$

dove $[m]$ e $[k]$ sono le matrici di massa e di rigidezza dell'elemento. Applicando le equazione di Lagrange, l'equazione del moto risulta:

$$[m]\{\ddot{\delta}\} + [k]\{\delta\} = \{f(t)\} \quad (6.4)$$

dove $\{f(t)\}$ è il vettore delle *forze nodali*. La conoscenza delle matrici di massa e di rigidezza insieme al vettore delle forze nodali sono è necessaria per pervenire alla soluzione dell'intera struttura.

6.2.1 Matrice di rigidezza

Differenziando la (6.2) rispetto alle coordinate, si ottiene la relazione fra le deformazioni $\{\varepsilon\}$ all'interno dell'elemento e gli spostamenti nodali (nell'ipotesi di piccoli spostamenti):

$$\{\varepsilon\} = [B] \cdot \{\delta\} \quad (6.5)$$

Per un materiale elastico lineare isotropo, fra tensioni e deformazioni esiste la relazione:

$$\{\sigma\} = [D] \cdot \{\varepsilon\} \quad (6.6)$$

dove $[D]$ è una matrice quadrata simmetrica i cui elementi dipendono dalle caratteristiche del materiale.

L'energia potenziale di deformazione elastica di un elemento si può scrivere come:

$$U = \frac{1}{2} \int_V \{\varepsilon\}^T \cdot \{\sigma\} dV \quad (6.7)$$

andando a fare un po' di sostituzioni:

$$U = \frac{1}{2} \int_V \{B \cdot \delta\}^T \cdot [D] \cdot \{B \cdot \delta\} dV = \{\delta\}^T \frac{1}{2} \int_V [B]^T \cdot [D] \cdot [B] dV \{\delta\} \quad (6.8)$$

che si può scrivere più semplicemente:

$$U = \frac{1}{2} \{\delta\}^T \cdot [k] \cdot \{\delta\}$$

dove $[k]$ è la matrice di *massa dell'elemento* e è data da:

$$\int_V [B]^T \cdot [D] \cdot [B] dV$$

6.2.2 Matrice di massa

L'espressione generale dell'energia cinetica di un elemento di volume V e densità ρ è:

$$T = \frac{1}{2} \int_V \rho \cdot \left\{ \dot{d} \right\}^T \cdot \left\{ \dot{d} \right\} dV \quad (6.9)$$

dove $\left\{ \dot{d} \right\}$ è la derivata rispetto al tempo del vettore spostamento $\left\{ d \right\}$. Usando

la (6.2) si può scrivere:

$$\left\{ \dot{d} \right\} = [N] \cdot \left\{ \dot{\delta} \right\} \quad (6.10)$$

andando a sostituire, si ottiene:

$$T = \frac{1}{2} \int_V \rho \cdot \left\{ N \cdot \dot{\delta} \right\}^T \cdot \left\{ N \cdot \dot{\delta} \right\} dV = \frac{1}{2} \left\{ \dot{\delta} \right\}^T \int_V \rho \cdot [N]^T \cdot [N] dV \left\{ \dot{\delta} \right\} \quad (6.11)$$

che può essere riscritta come:

$$T = \frac{1}{2} \left\{ \dot{\delta} \right\}^T \cdot [m] \cdot \left\{ \dot{\delta} \right\}$$

dove:

$$[m] = \int_V \rho \cdot [N]^T \cdot [N] dV$$

è la *matrice di massa* dell'elemento. Tale matrice è inoltre detta *coerente* se è ottenuta utilizzando la stessa funzione di forma impiegata per ottenere la matrice di rigidezza, mentre è detta *concentrata* se è tale matrice è ottenuta assumendo che la massa dell'elemento sia concentrata ai nodi dell'elemento stesso.

6.3 Introduzione al Patran Nastran

Il Patran è un programma per l'analisi pre/post di strutture e componenti meccanici che permette la costruzione di un file di estensione *.bdf* che verrà accettato in input dal Nastran, dunque è un programma che si interfaccia

perfettamente con il programma Nastran (entrambi sono prodotti dalla MSC SOFTWARE Corporation).

Dopo che il Nastran ha eseguito l'analisi produce un file di output del tipo *.xdb* che viene utilizzato dal Patran per consentire la visualizzazione dei risultati e un file *.pch* che viene utilizzato in lettura dal software che verrà esposto nel capitolo seguente.

Il file *.pch* è di notevole interesse perché in esso sono contenute tutte le informazioni relative all'analisi modale del pannello.

In particolare i valori che serviranno al nostro calcolo della Transmission Loss, sono i valori delle traslazioni lungo *z* dei nodi, che in pratica sono gli elementi della matrice dei modi di vibrare $[\phi]$, e i valori degli autovalori che rappresentano il valore della pulsazione al quadrato e da cui si può facilmente ricavare il valore delle frequenze naturali

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot f \quad (6.12)$$

6.3.1 Geometria

Prima di tutto è stato creato un nuovo database *.db* (*PIASTRANASTRAN.db*). Successivamente si sono settate le *preference analysis* e si è passati a definire la geometria.

Nel menù *Geometry*, si creano dapprima i quattro vertici (*Create Point XYZ*), di coordinate rispettivamente pari a (0,0,0), (0.356,0,0), (0,0.203,0) e (0.356,0.203,0). Successivamente, si creano le curve che uniscono i vertici con il comando (*Create Curve Point*) la superficie viene infine creata dalla traslazione di due (*Create Surface Curve*) .

6.3.2 Mesh

Per la costruzione della griglia di calcolo si adopera il menù *Elements*. La cosa che dobbiamo perseguire è avere la stessa griglia utilizzata nella stesura

del programma *pannello_analitico* in maniera da avere una matrice dei modi di vibrare di dimensioni pari a quella prevista dal nostro programma.

A tale proposito, si utilizza il comando (*Create Mesh Sheed Uniform*) scegliendo un *Number of Elements* pari a 24 per il lato lungo e a 14 per il lato corto (si ricorda che in precedenza si è schematizzato il pannello isotropo con 25 nodi e 24 elementi lungo il lato lungo e 15 nodi e 14 elementi lungo il lato corto. Subito dopo con il comando (*Create Mesh Surface*) si dà origine alla mesh.

6.3.3 Condizioni di vincolo

Nel menù *Load/Boundary Conditions* si possono impostare le condizioni di vincolo. Il pannello è considerato semplicemente appoggiato lungo i bordi, il che significa che si devono impedire tutte le traslazioni mentre si terranno libere le rotazioni.

Nel Patran si deve passare attraverso la procedura (*Create Displacement Nodal*), andare nel sottomenù *Input Data*, porre tutte le traslazioni uguali a zero ($\langle T1 \ T2 \ T3 \rangle = \langle 0 \ 0 \ 0 \rangle$) e selezionare i nodi sottoposti a tali vincoli. Per fare questo si utilizza il comando *Select Application Region* e si selezionano tutti i nodi lungo i bordi.

6.3.4 Materiali

Per inserire le proprietà intrinseche del materiale, si utilizza il Menù *Material* e il comando (*Create Isotropic Manual Input*). Dopo aver dato un nome al materiale, ad esempio “*Alluminio_2024_T3*”, si inseriscono nel sottomenù *Input Properties* le caratteristiche del materiale e cioè, *Elastic Modulus*, *Poisson Ratio* e *Density*.

6.3.5 Proprietà

Nel menù *Properties* con il comando (*Create 2D Shell*) si possono assegnare le proprietà definite nella scheda *Material* vista precedentemente.

In *Input Properties*, si va a richiamare il materiale (ne compare direttamente il nome *Alluminio_2024_T3*) e si definisce lo spessore del pannello (nel nostro caso *Thickness* = 0.0012). Infine nel sottomenù *Application Region* basterà cliccare sulla superficie e verrà selezionata la superficie creata in *Geometry*.

6.3.6 Analisi

Nel menù *Analysis* col comando (*Analyze Entire Model Analysis Deck*) si dà il via alla procedura finale selezionando il sottomenù *Solution Type* e scegliendo l'opzione *Normal Modes*.

Per default il programma calcola in automatico le prime 10 frequenze naturali della struttura. Per questo motivo bisogna costruire un *Subcase* (nel nostro caso chiamato *MODI*) nel quale si definiscono:

- *Extraction Method* (Metodo di *Lanczos*);
- *Frequency Range of Interest* (da 0 a 5000 Hz);
- *Number of Desired Roots* (49).

Con il comando *Subcase Select* si va poi a scegliere quale *Subcase* analizzare. Confermando tutta la procedura descritta si dà il via alla costruzione del file *.bdf* che servirà da ingresso al programma Nastran.

Il file generato *piastranastran.bdf*, può essere aperto con un normale file di lettura tipo *wordpad*. Questa opzione è molto comoda perché consente la manipolazione del file generato.

Andando a modificare la riga *VECTOR*:

VECTOR (SORT1 , REAL) =ALL

in

VECTOR (SORT1 , REAL , PRINT , PUNCH) =ALL

Si ha la possibilità di ottenere in uscita un file di tipo *.pch*.

Una copia del file *piastranastran.pch* viene riportata in appendice.

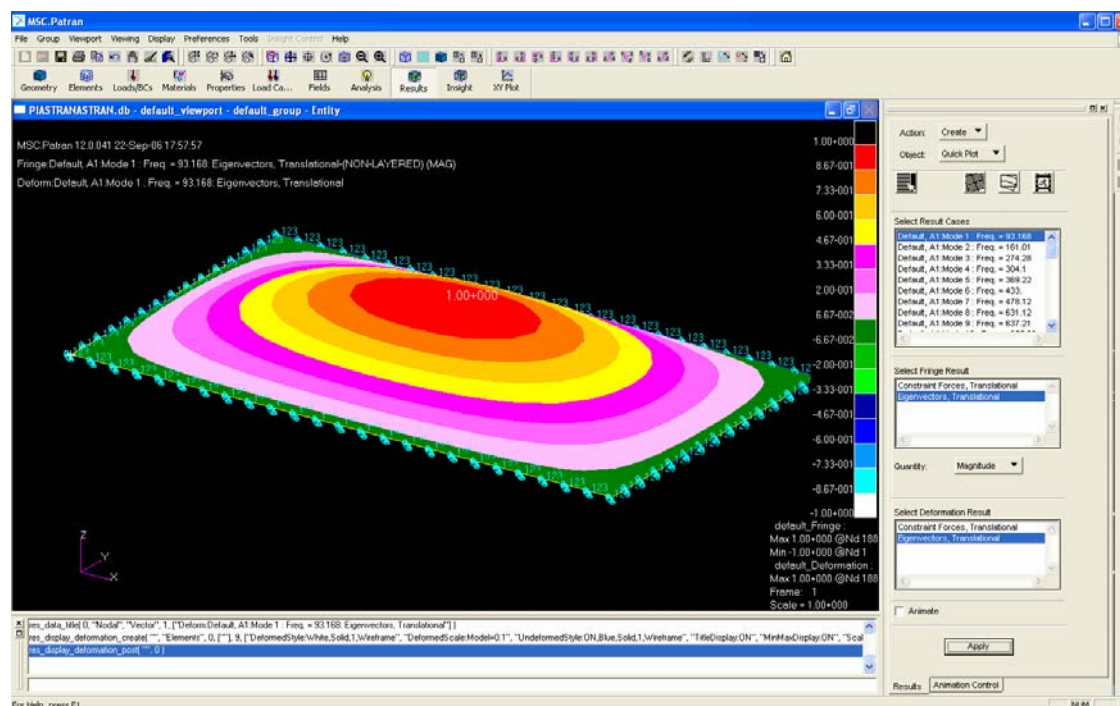
Si ribadisce che questo file verrà usato in lettura dal software creato con linguaggio FORTRAN che si andrà ad illustrare nel prossimo capitolo.

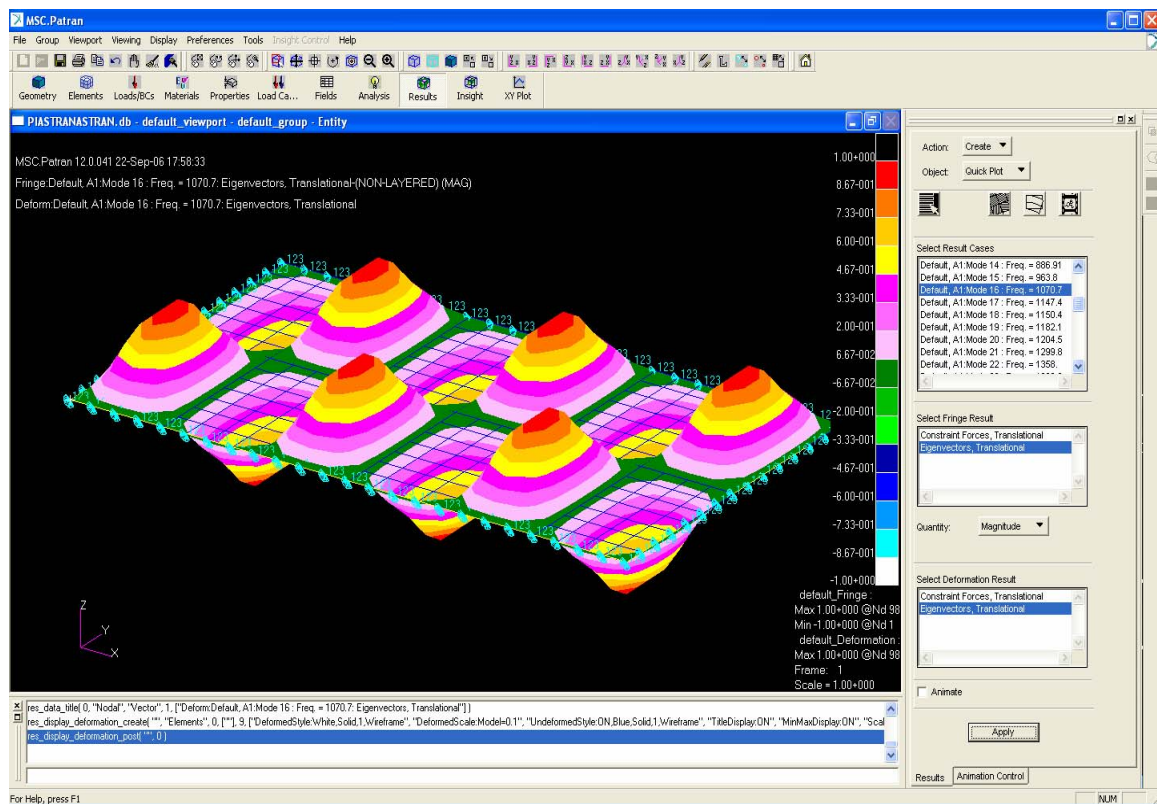
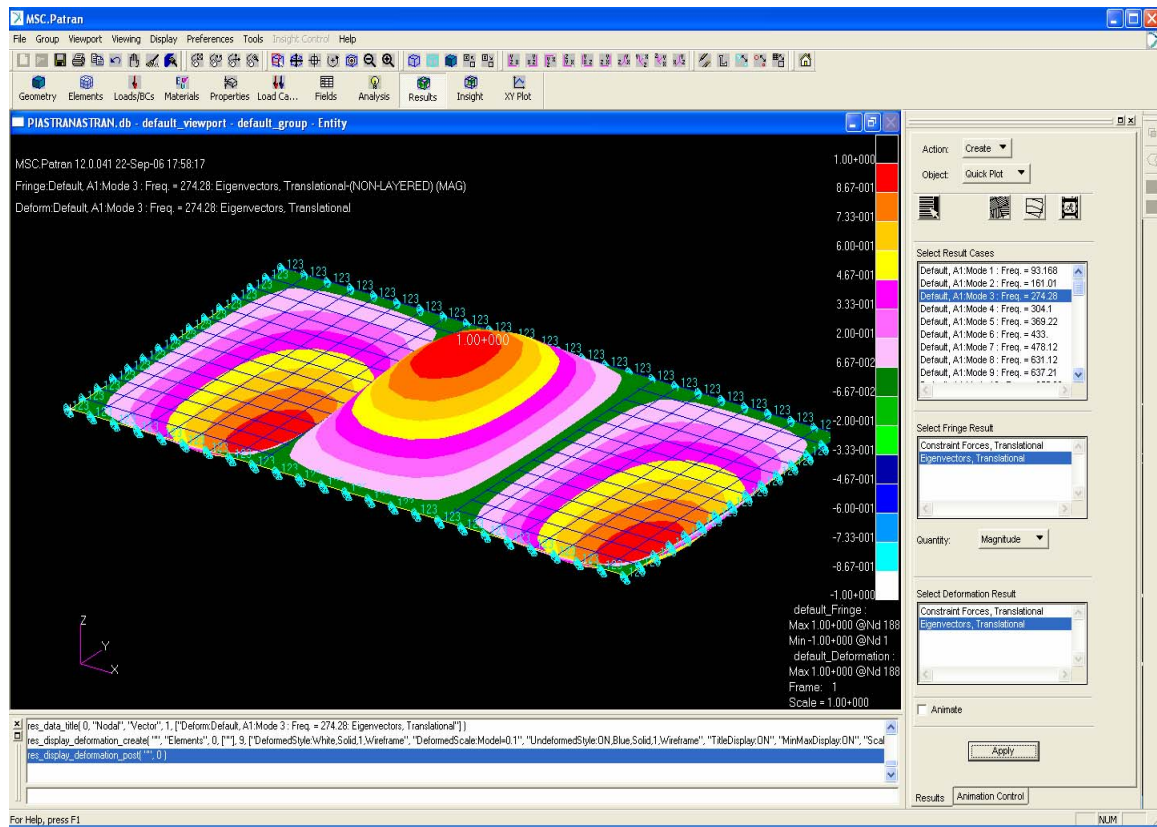
Oltre al file citato, viene costruito in uscita anche il file *piastranastran.xdb* che servirà per poter visualizzare i risultati con il Patran.

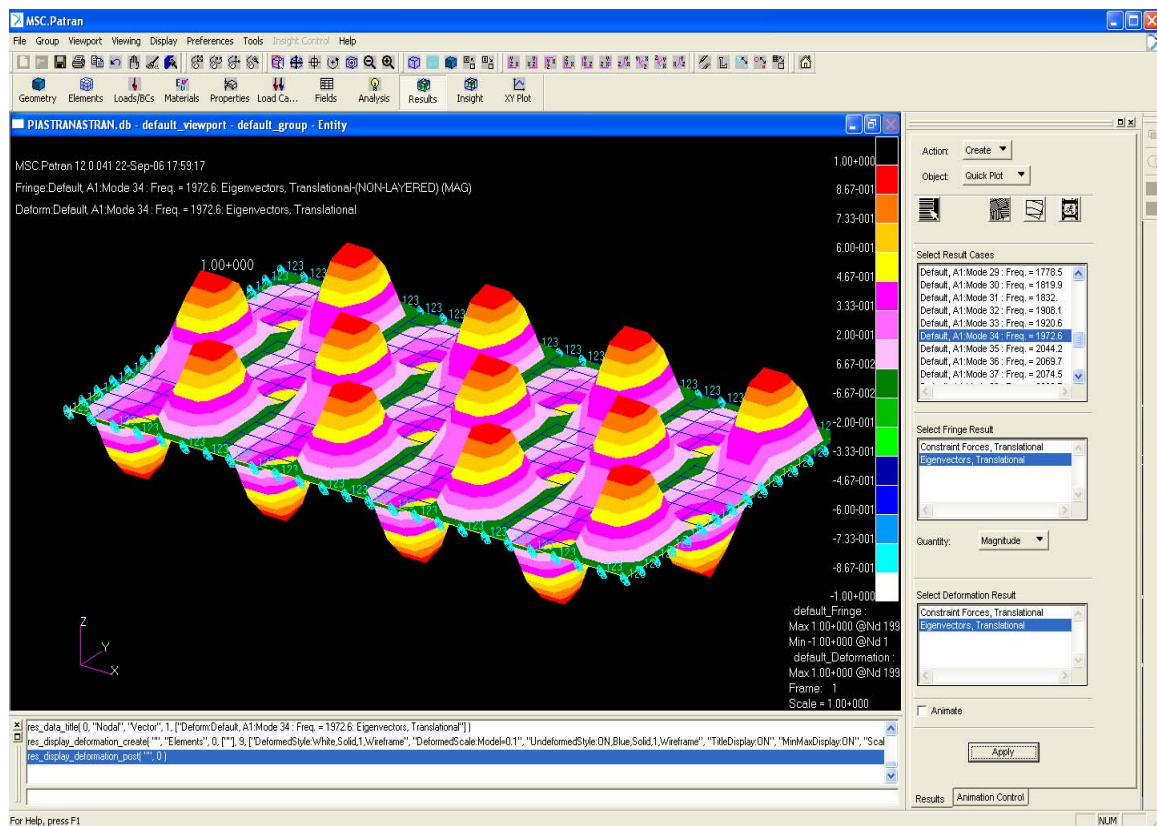
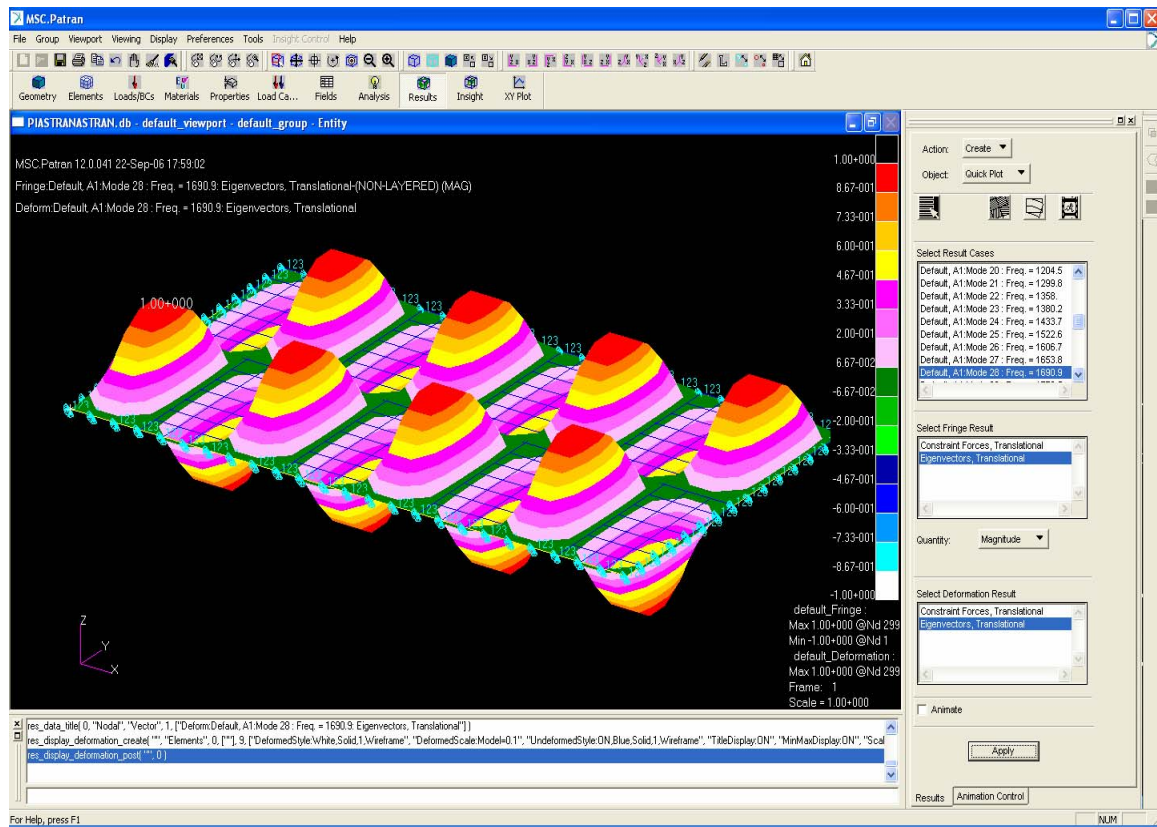
Per fare questo, ancora dal menù *Analysis* si utilizza il comando (*Access Results Attach XDB Result Entities*) e successivamente il sottomenù *Select Results File*.

6.3.7 Risultati dell'elaborazione Nastran

Nel menù *Results*, con il comando (*Create Quick Plot*) è possibile visualizzare i risultati. Nella finestra *Select result Cases* è possibile visionare in maniera immediata tutte le frequenze naturali calcolate e spuntando il comando *Animate* si può vedere l'animazione del risultato selezionato. Nel seguito verranno mostrati alcuni frames relativi a particolari modi di vibrare.







6.4 Presentazione del programma Fortran *nastranisotropic*

Oltre al valore degli autovalori (quadrato delle pulsazioni), il file *.pch* contiene altre informazioni molto utili per la nostra analisi, ed in particolare le traslazioni dei nodi della griglia nelle tre direzioni fondamentali.

In particolare, le traslazioni lungo l'asse z rappresentano proprio gli elementi della matrice modi di vibrare $[\phi]$.

Il programma *nastranisotropic* codificato in linguaggio Fortran, è stato scritto per poter legger agevolmente le informazioni contenute nel file *piastranastran.pch* prodotto dal Nastran.

Letti tali dati ne esegue i calcoli di transmission loss, efficienza di trasmissione, coefficiente di trasmissione e potenza radiata dal pannello già analizzato con il software *pannello_analitico*.

La differenza sostanziale è che in *pannello_analitico* tutto il procedimento e i calcoli sono sviluppati in linguaggio Fortran, mentre in *nastranisotropic*, il programma Fortran è sviluppato per leggere in ingresso i dati di uscite del Nastran ed in particolare, matrice dei modi di vibrare e frequenze naturali.

Da qui risulta chiaro come sarà successivamente agevole la generalizzazione dello studio di qualsiasi tipo di problema di questo tipo visto che il file *.pch* generato dal Nastran e dal quale si leggono le informazioni, è compilato sempre allo stesso modo a prescindere dal tipo di pannello.

6.5 Algoritmo del programma

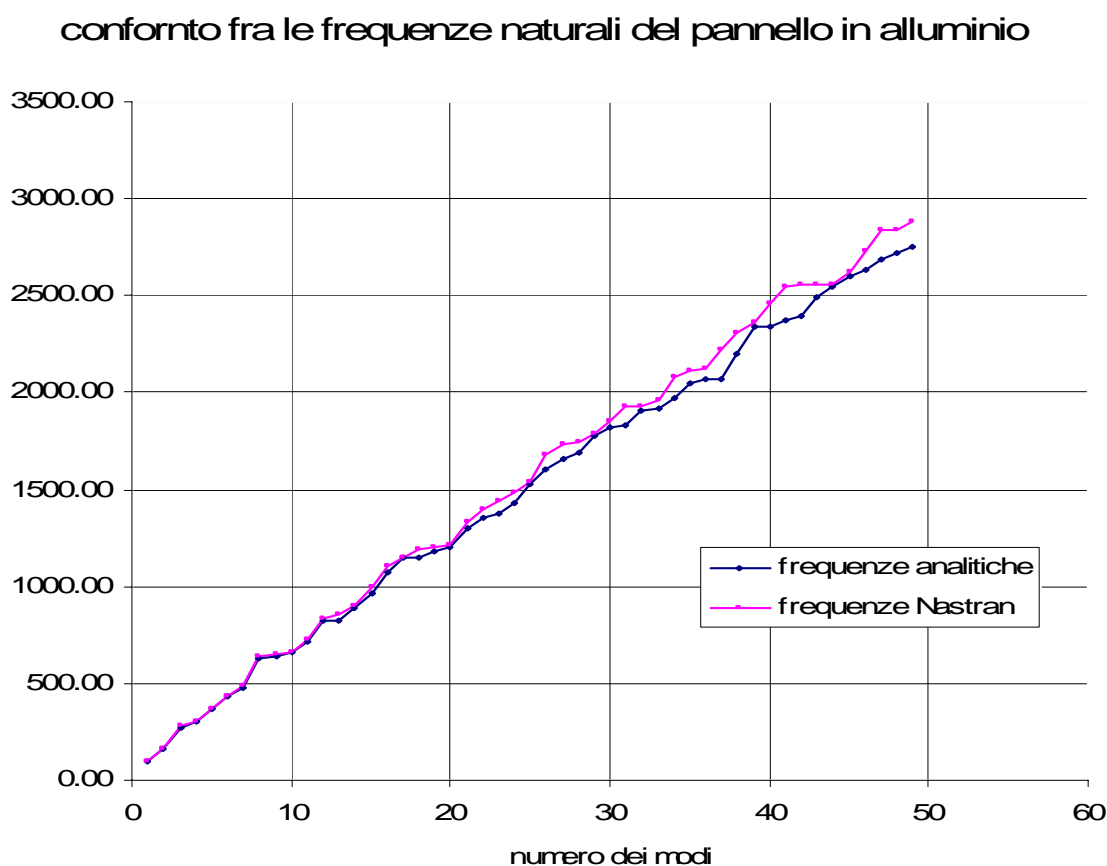
Il programma Fortran *nastranisotropic* è strutturato in maniera del tutto simile a *pannello_analitico*, con la differenza sostanziale di due subroutine che servono a leggere la matrice dei modi di vibrare e il valore degli autovalori dal file *.pch*.

Per il listato completo si veda in appendice.

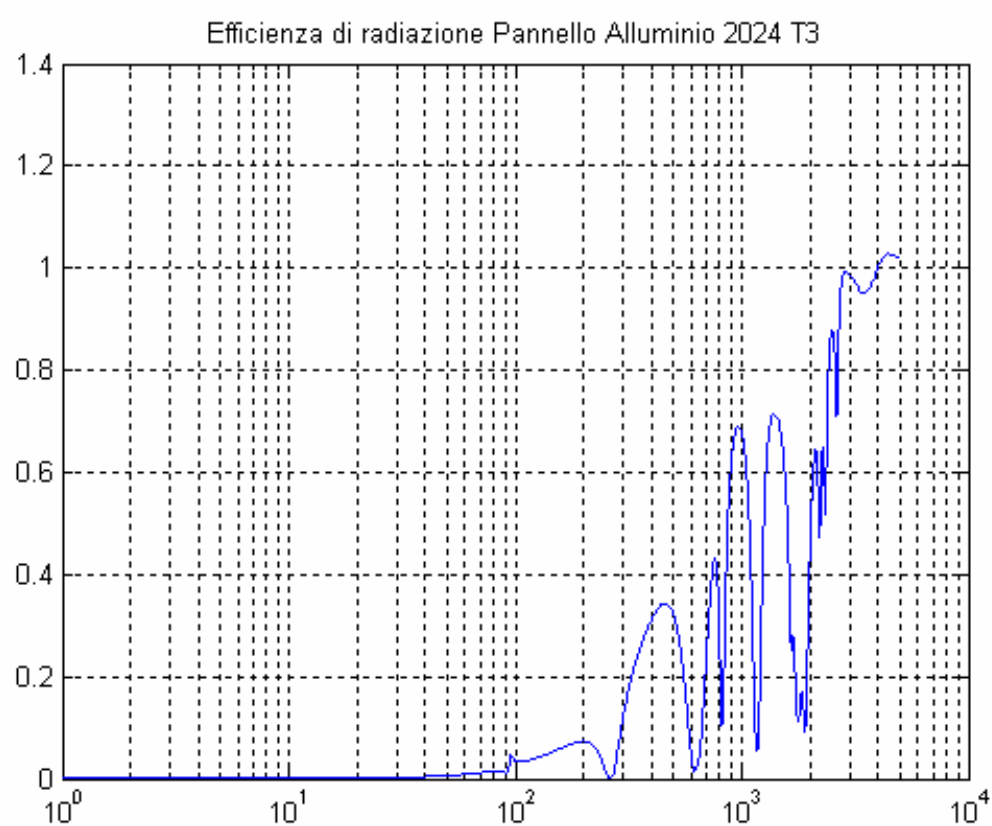
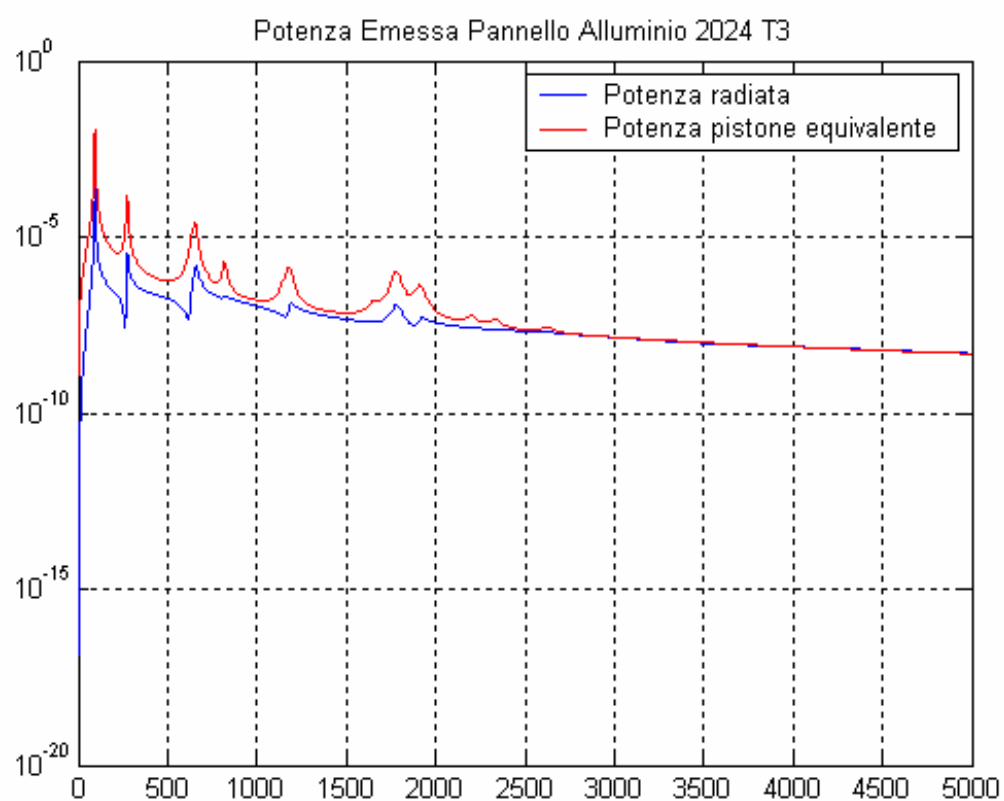
6.6 Confronto fra le frequenze naturali e conclusioni

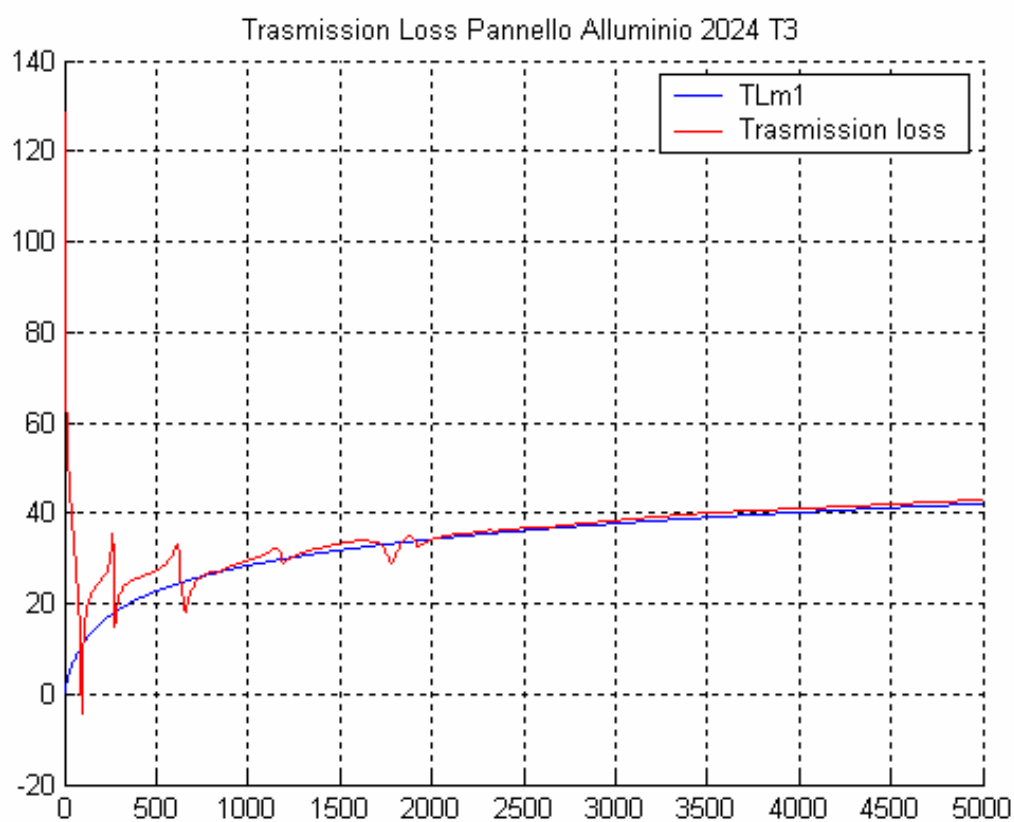
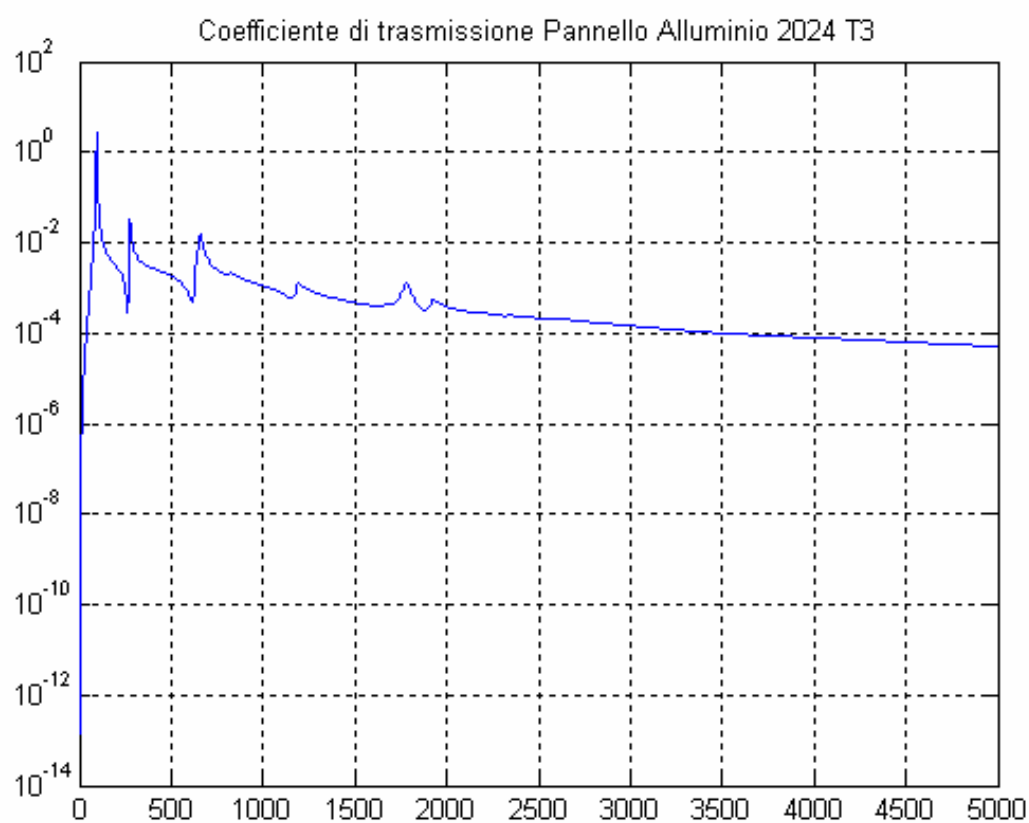
E' sembrato opportuno procedere a un confronto fra le frequenze naturali calcolate con il programma originale Fortran *pannello_analitico* e con l'elaborazione effettuata con l'ausilio del Nastran nel file *PIASTRANASTRAN*.

A tale proposito è stato realizzato un piccolo listato REPORT in linguaggio Fortran per esportare i dati in formato testo, in modo da poter fornire in maniera agevole la figura seguente. Una copia di REPORT e uno stralcio di file *piastranastran.pch* (relativo al solo primo autovalore) sono riportati in appendice.



Il buon accordo che mostra la figura tra le frequenze naturali calcolate in maniera analitica con *pannello_analitico* e con *nastranisotropic*, è confermato dall'andamento delle caratteristiche acustiche del pannello elaborate sempre con il programma Matlab *Read* :





CAPITOLO 7

PROGRAMMA FORTRAN PER IL CALCOLO DELLA TRASMISSION LOSS IN UN PANNELLO DI MATERIALE QUALSIASI

7.1 Introduzione e presentazione del software *nastrancomposite*

In questo capitolo si mostra uno dei principali risultati di questa tesi, ed in particolare la procedura ideata per il calcolo della Transmission Loss in un pannello rettangolare di materiale qualsiasi.

Gli strumenti utilizzati sono un compilatore FORTRAN e il software Patran Nastran.

Ci si è riferiti a due pannelli di materiale composito con rinforzi di fibra di vetro, FRE T90/8 con lay-up $[90^\circ \ 0^\circ \ 90^\circ \ 0^\circ]$ con 8 lamine e FRE T45/8 con lay-up $[45^\circ \ -45^\circ \ 45^\circ \ -45^\circ]$ con 8 lamine, già analizzati con procedure diverse presso il Dipartimento di Progettazione Aeronautica dell'Università "Federico II" di Napoli [5]. Le lamine hanno dimensioni

$$a = 40.60 \text{ cm}$$

$$b = 24.10 \text{ cm}$$

$$\text{spessore} = 1.02 \text{ mm}$$

e le seguenti caratteristiche del materiale:

$$E_{11}[\text{GPa}] = 52$$

$$E_{22}[\text{GPa}] = 12$$

$$G_{12}[\text{GPa}] = 6$$

$$\nu_{12} = 0.25$$

$$\text{densità superficiale } \rho_s [\text{kg/m}^2] = 2.21$$

I pannelli sono stati implementati agli elementi finiti con il Patran, mentre l'analisi modale viene effettuata con il Nastran nel modo già descritto nel caso del pannello in alluminio con l'unica differenza relativa alle dimensioni e alle caratteristiche del materiale.

L'aspetto fondamentale della procedura è che si può analizzare e caratterizzare acusticamente in questo modo, **qualsiasi pannello di qualunque materiale** delegando sempre al Nastran l'esecuzione dell'analisi modale.

Successivamente il software *nastrancomposite* scritto sempre in linguaggio Fortran, prende in lettura il file *.pch* prodotto dal Nastran e determina tutti i valori necessari alla caratterizzazione acustica del pannello.

Si capisce dunque che l'unica difficoltà per caratterizzare acusticamente un qualsiasi tipo di pannello è la sua corretta introduzione nel programma Patran. In pratica, la differenza con il software *nastranisotropic* è quasi nulla, perché si differenziano solo per il fatto che in *nastrancomposite* vengono richiesti in ingresso le dimensioni, la densità superficiale, la densità dell'aria e lo smorzamento in modo da renderlo più versatile possibile.



```

C:\MSDEV\Projects\nastrancomposite\Debug\nastrancomposite.exe
INSERISCI IL VALORE DELLA DENSIT  DELL ARIA IN KG/M^3
1.125
INSERISCI IL VALORE DELLO SMORZAMENTO
0.03
INSERISCI IL VALORE DI A IN METRI <LATO LUNGO DEL PANNELLO>
0.406
INSERISCI IL VALORE DI B IN METRI <LATO CORTO DEL PANNELLO>
0.241
INSERISCI IL VALORE DELLO SPESSORE HH IN METRI
0.00102
INSERISCI IL VALORE DELLA DENSIT  SUPERFICIALE DEL PANNELLO IN KG/M^3
2.21_

```

Si ricorda che la griglia di calcolo ha sempre 375 nodi (25 lungo x e 15 lungo y).

7.2 Inserimento di un pannello composito in Patran

Per poter inserire in maniera corretta il pannello in materiale composito si può seguire la stessa procedura utilizzata in precedenza per il pannello in alluminio. L'unico step da variare è quello relativo alla definizione del materiale.

Per inserire un pannello di materiale composito, ed in particolare un pannello ortotropo, si deve accedere al menù *Materials* ed utilizzare il comando (*Create 2d Orthotropic Manual Input*).

In questo modo è possibile inserire in *Input Properties* le quattro costanti elastiche della singola lamina e cioè Elastic Modulus 11, Elastic Modulus 22, Poisson Ratio 12, Shear Modulus e la densità del laminato.

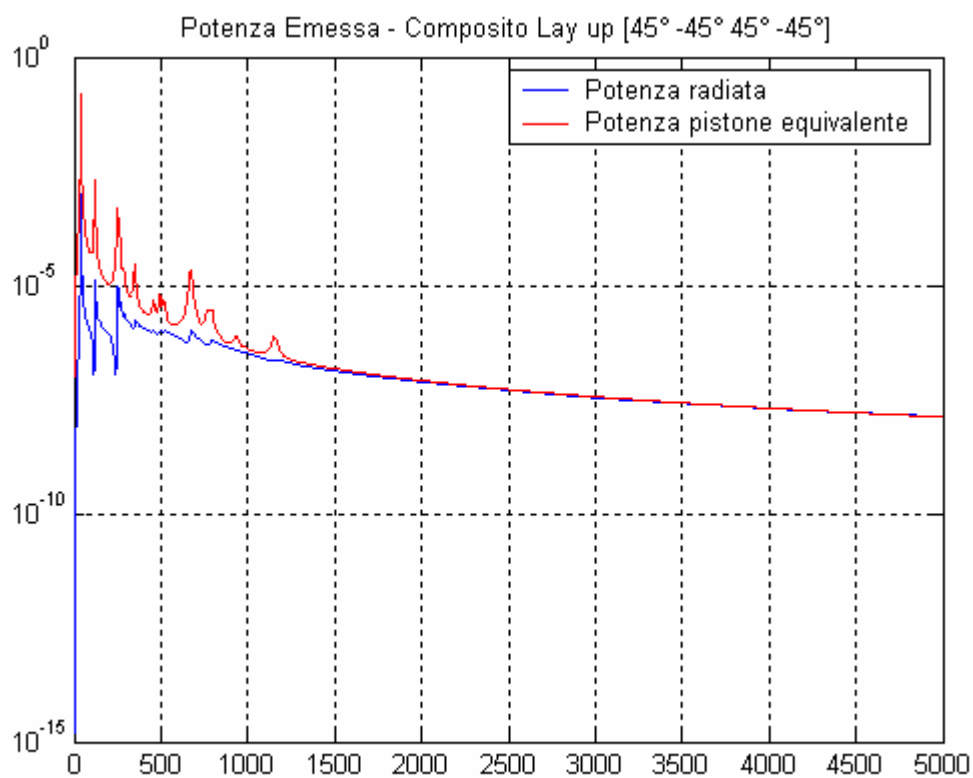
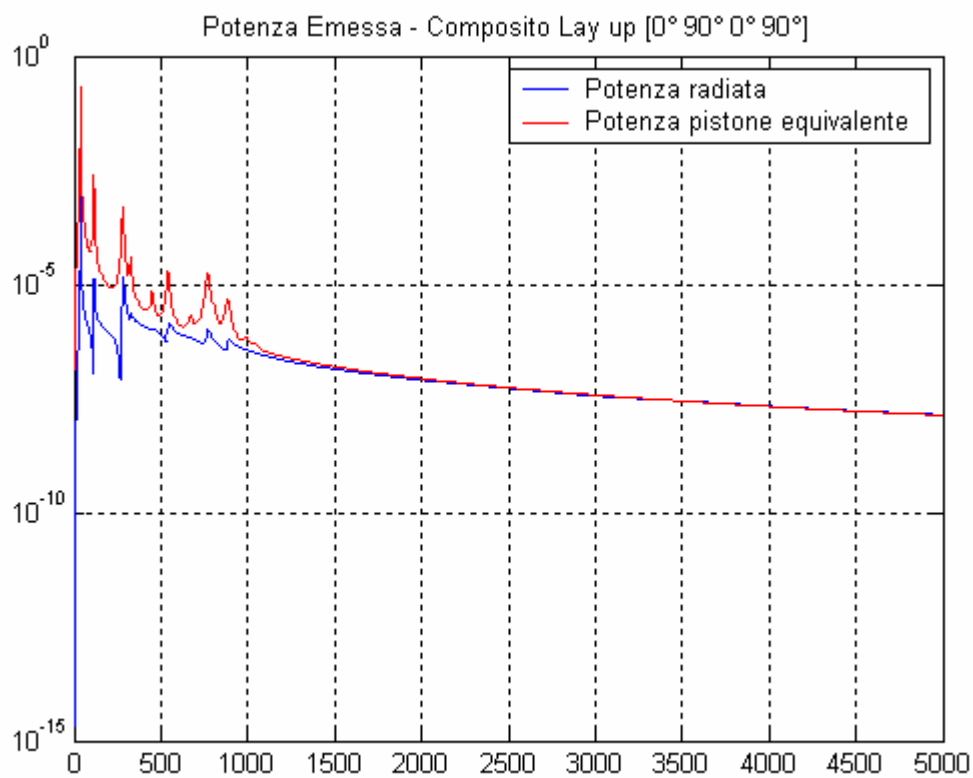
$$\rho_{superficiale} = \frac{\rho_{laminato} \cdot a \cdot b \cdot h}{a \cdot b} = \rho_{laminato} \cdot h \quad \rightarrow \quad \rho_{laminato} = \frac{\rho_{superficiale}}{h}$$

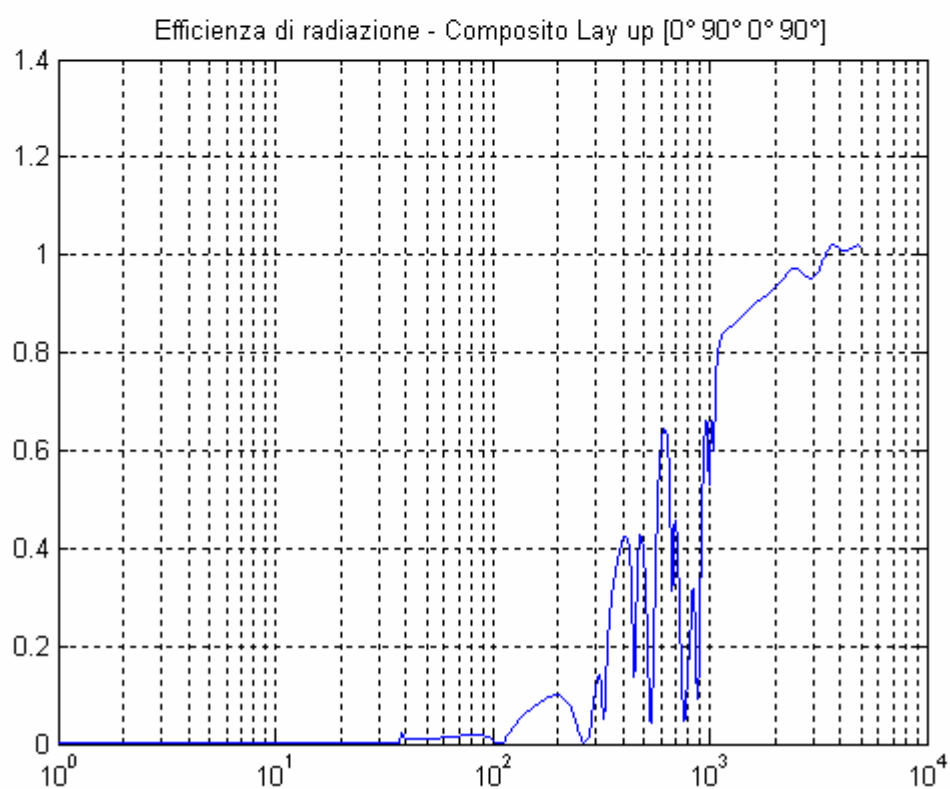
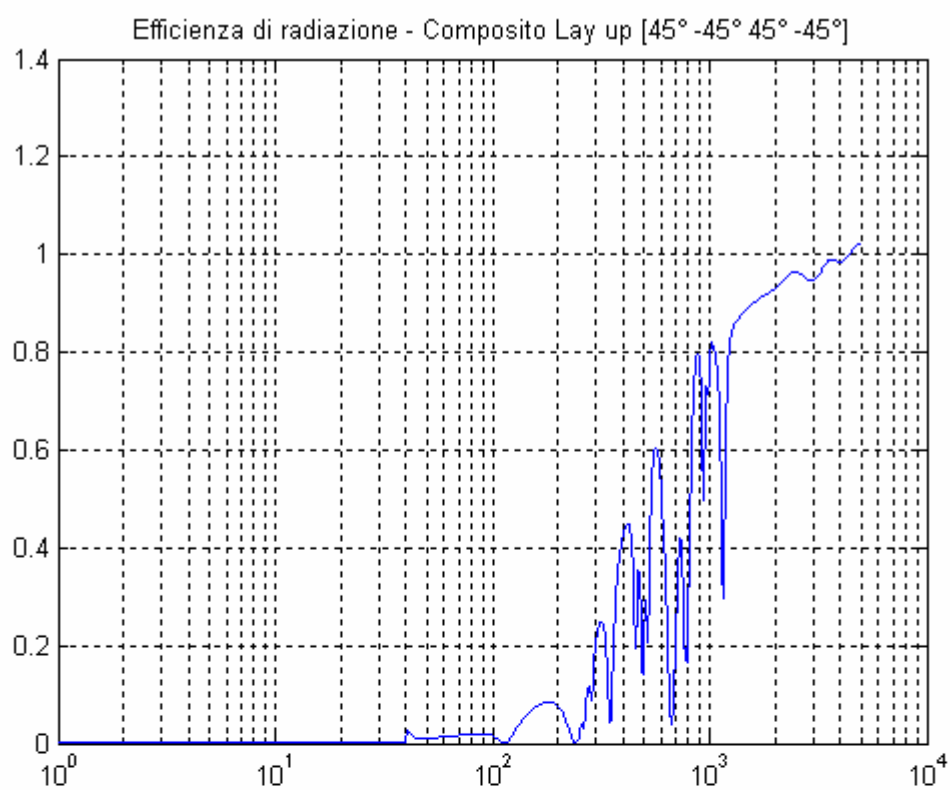
Una volta definita una singola lamina (*ply*), si passa al comando (*Create Composite Laminate*) per creare il laminato complessivo.

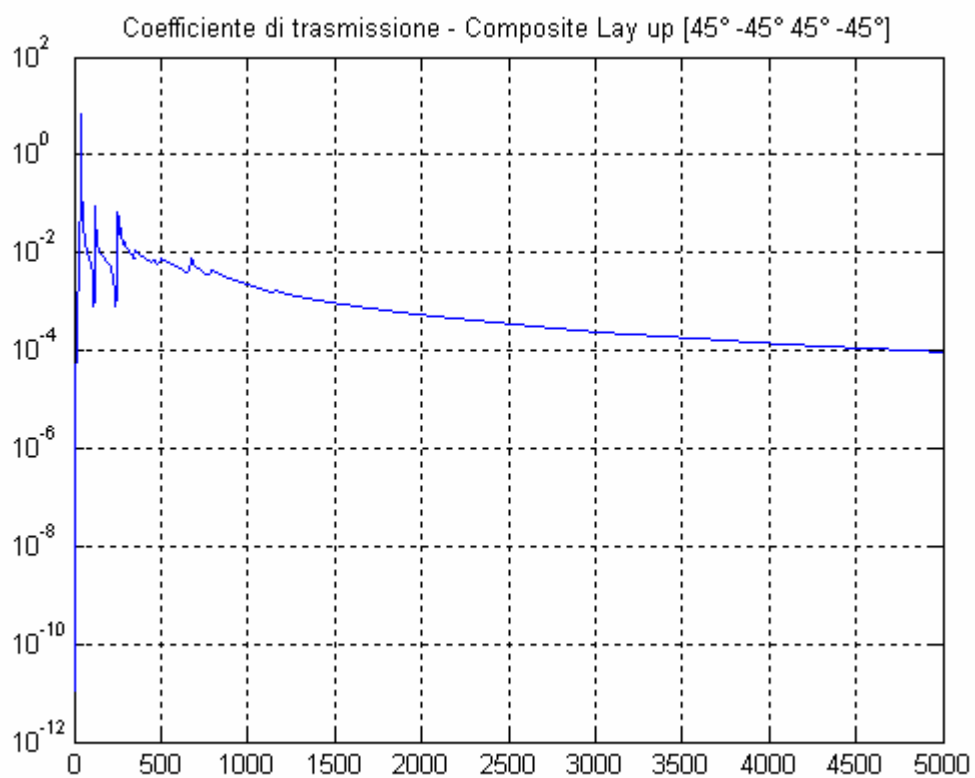
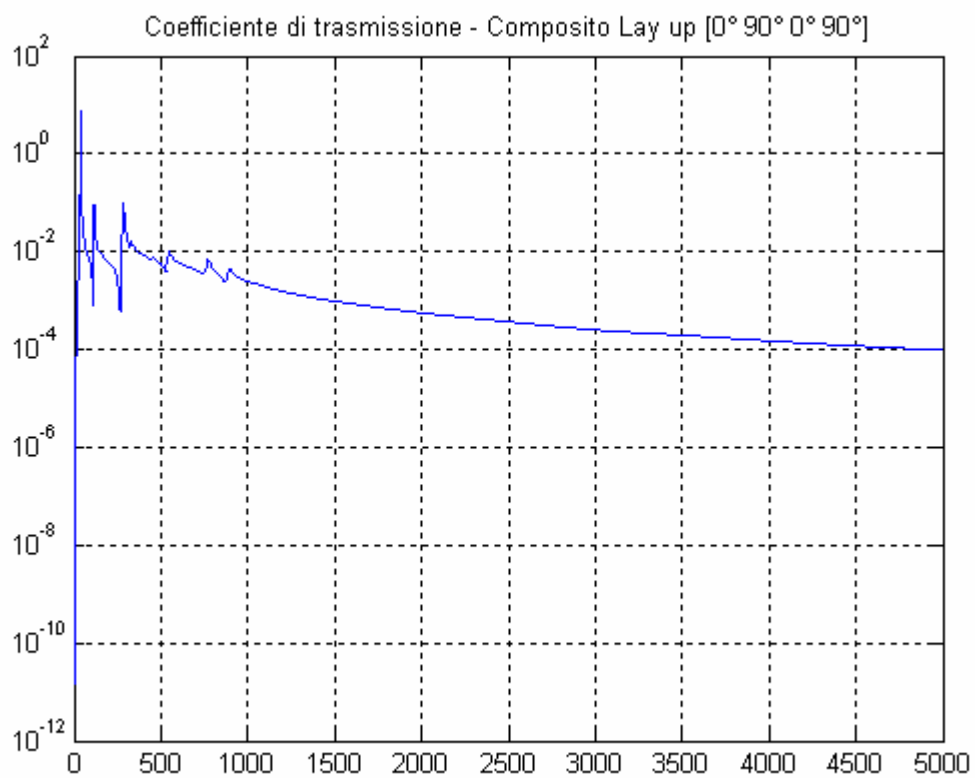
Per fare questo, compare una finestra *Laminated Composite* in cui vanno inserite le singole lamine, con il proprio spessore e l'angolo di lay up del composito. C'è la possibilità di inserire la metà del numero di lamine se il laminato è simmetrico.

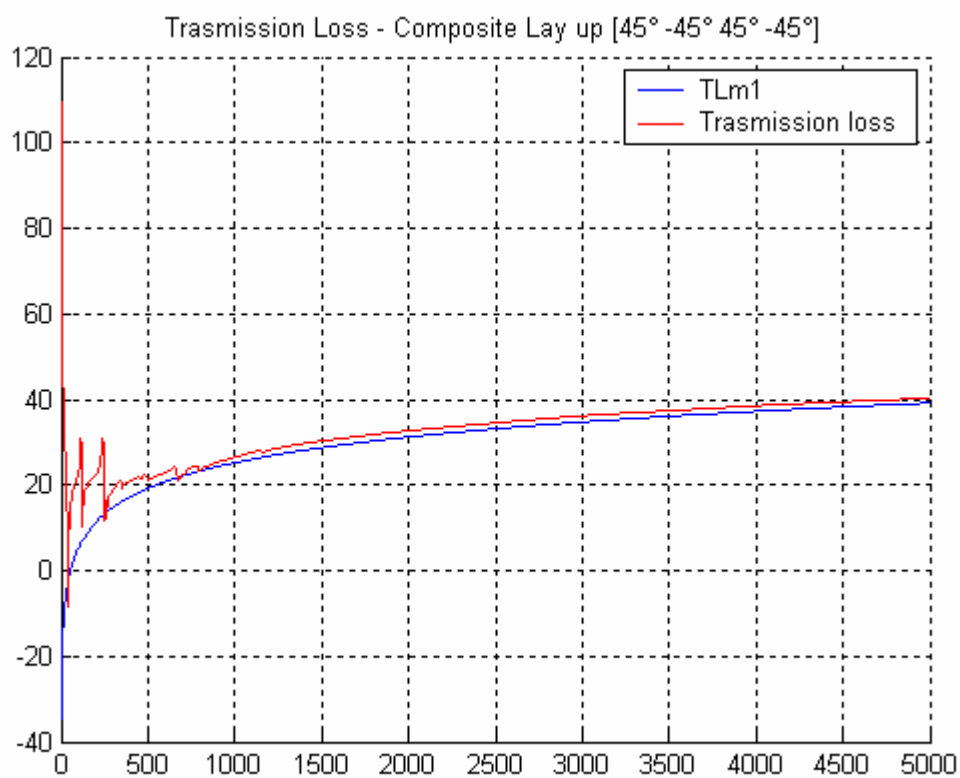
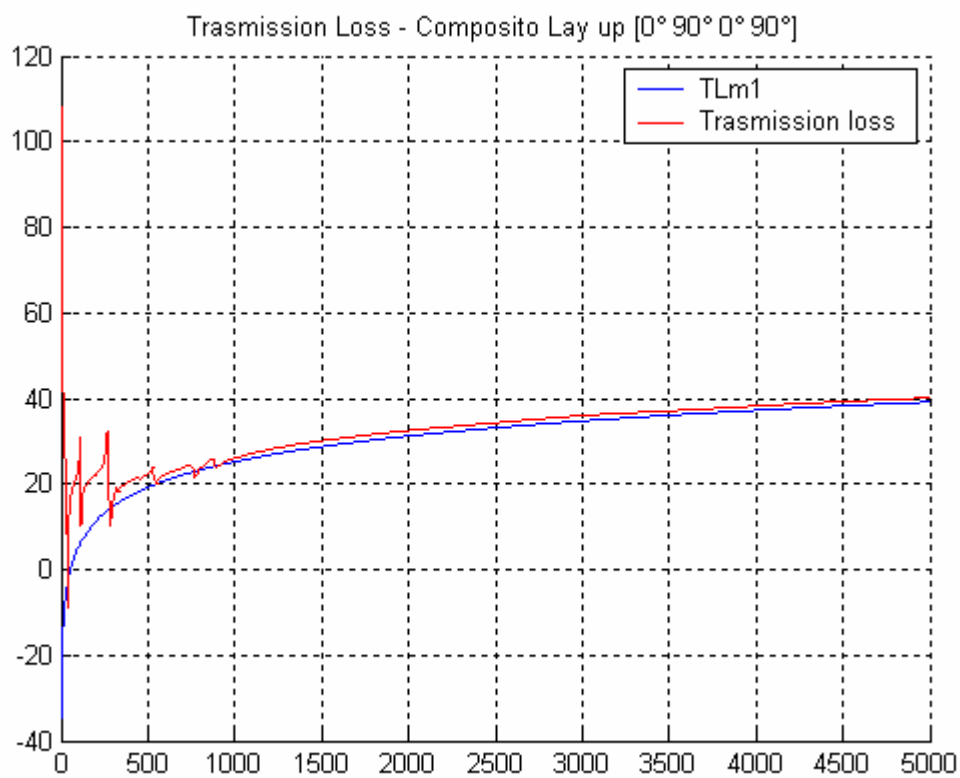
7.3 Risultati dell'elaborazione

Per il post processo dei dati si utilizza sempre il programma *Matlab*, *read.m* già visto in precedenza. Di seguito vengo riportati i grafici della Potenza Radiata, dell'Efficienza di Radiazione, del coefficiente di trasmissione e della Transmission Loss per i due pannelli compositi analizzati con Lay up rispettivamente: $[90^\circ 0^\circ 90^\circ 0^\circ]$ e $[45^\circ -45^\circ 45^\circ -45^\circ]$.









CAPITOLO 8

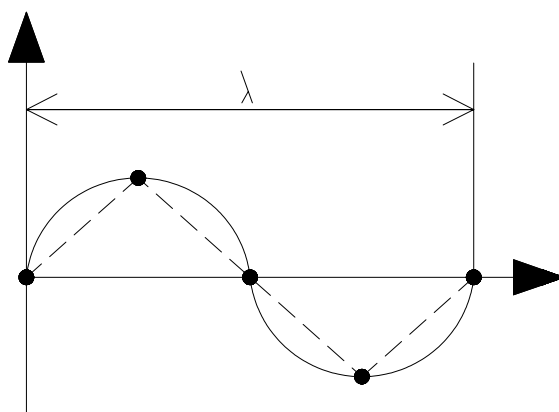
CAMPO DI VALIDITA' DELLE PROCEDURE

8.1 Introduzione

Di modi per caratterizzare acusticamente un qualsiasi sistema, se ne possono utilizzare diversi a seconda dell'oggetto da analizzare, del range di frequenza e degli strumenti che si hanno a disposizione, considerando sempre che in ogni caso ci si trova davanti a delle approssimazioni.

Quando si ha a che fare con griglie di calcolo come nel caso della trattazione discreta affrontata in questo lavoro, le approssimazioni che si compiono sono intrinseche. Ovviamente, più è fitta la griglia più si riesce ad avvicinarsi alla realtà del fenomeno.

Nella maggior parte dei casi si ha a che fare con fenomeni ondosi e quindi con andamenti sinusoidali delle forme modali che devono essere replicati dalle griglie di calcolo. A tale proposito pare evidente che un numero limitato di nodi potrebbe non essere sufficiente per descrivere il reale andamento delle forme modali.



In riferimento alla griglia di calcolo, in letteratura [1] si trovano indicazioni sul loro dimensionamento di massima. Si sceglie la massima frequenza di rappresentazione e si calcola la conseguente lunghezza d'onda $\lambda = c/f_{\max}$. λ è allora rappresentativa di una sinusoide nello spazio sono necessari almeno

quattro elementi per approssimarla $\lambda_{NE}=\lambda/4$. In questo modo si hanno un numero N di elementi $N=L/\lambda_{NE}$ ed N+1 nodi (ovviamente per propagazioni monodimensionali).

Quando vengono analizzati sistemi in coordinate discrete, risolti ad esempio con il metodo degli elementi finiti, bisogna tener conto che si vuole una buona rappresentazione modale fino ad una frequenza f_{max} , e pertanto lo studio di convergenza dovrà essere condotto considerando questo limite.

In genere, per valori di smorzamento η strutturale compresi tra 0.01 e 0.1, la rappresentazione modale dimensionata su f_{max} consentirà di avere una buona risposta nell'intervallo da 0 fino ad $0.5 \cdot f_{max}$.

Per onde flessionali viaggianti in materiali isotropi le letteratura tecnica fornisce delle relazioni che consentono un rapido calcolo della pulsazione massima analizzabile con una determinata griglia di calcolo, come ad esempio:

$$\omega_{max} = \frac{-2}{3 \cdot \rho \cdot \nu^2 - 3 \cdot \rho} \cdot \pi^2 \cdot [3 \cdot \rho \cdot (1 - \nu^2) \cdot E]^{\frac{1}{2}} \cdot \frac{h}{\lambda^2} \quad (8.1)$$

e da qui,

$$f_{max} = \frac{\omega_{max}}{2 \cdot \pi}$$

Nel caso analizzato del pannello in alluminio (isotropo), si è schematizzata una griglia di calcolo con 15 nodi lungo il lato corto e 25 nodi lungo il lato lungo. Allora ogni elemento della griglia può essere calcolato con una delle seguenti relazioni già viste nella descrizione del fenomeno nei capitoli precedenti:

$$\Delta_x = \frac{\text{lunghezza lato lungo}}{N_x - 1} = \frac{0.356}{25 - 1} = 0.0148 \text{ m}$$

$$\Delta_y = \frac{\text{lunghezza lato corto}}{N_y - 1} = \frac{0.203}{15 - 1} = 0.0145 \text{ m}$$

allora si può porre $\Delta = \Delta_y = 0.0145 \text{ m}$

Per quanto detto, si può calcolare la lunghezza d'onda λ :

$$\lambda = \Delta \cdot 4 = 0.058\text{m}$$

Utilizzando la densità, il modulo di Poisson, il modulo di Elasticità e lo spessore del pannello in alluminio già analizzato in precedenza, si ottiene un valore di frequenza massima pari a circa 2910 Hz. Per avere un termine di paragone sull'influenza della scelta della griglia di calcolo, si consideri che se si fosse scelta una griglia con 20 nodi lungo il lato lungo e 12 lungo il lato corto per lo stesso identico pannello:

$$\Delta_x = \frac{\text{lunghezza lato lungo}}{N_x - 1} = \frac{0.356}{20 - 1} = 0.019 \text{ m}$$

$$\Delta_y = \frac{\text{lunghezza lato corto}}{N_y - 1} = \frac{0.203}{12 - 1} = 0.018 \text{ m}$$

posto $\Delta = \Delta_y = 0.0145\text{m}$, si ha che $\lambda = \Delta \cdot 4 = 0.058\text{m}$.

La frequenza massima alla quale si sarebbero ottenuti valori attendibili dall'analisi sarebbe stata di circa 1790 Hz.

8.2 Laminati

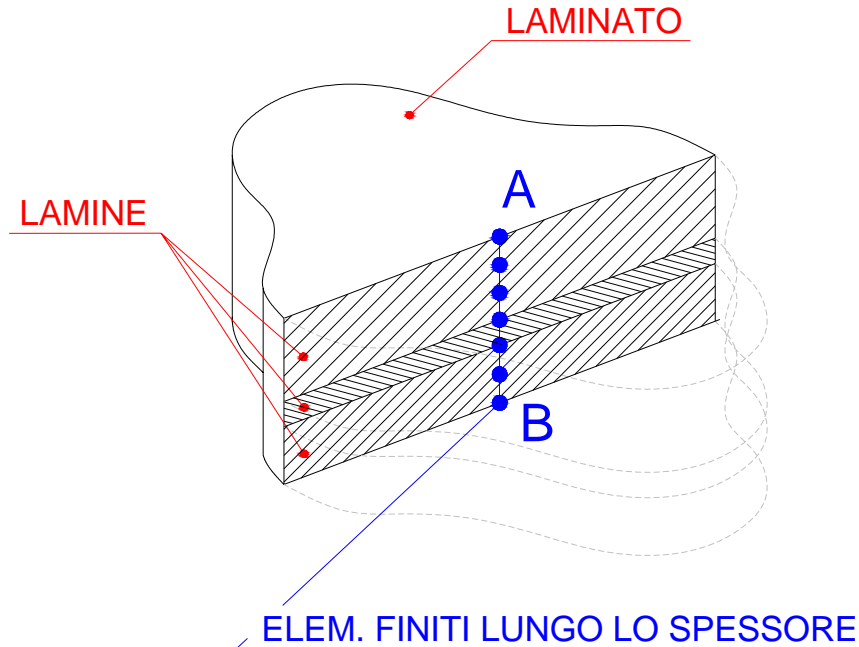
Per quanto riguarda i laminati e la validità delle procedure, si è fatto riferimento ad un articolo pubblicato nel 2004 "*Wave propagation and damping in linear viscoelastic laminates*" di P.J Shorter [3].

In questo studio si sviluppa un metodo agli elementi finiti per valutare le proprietà dispersive dei primi tipi di onda (flessionale, di taglio, estensionale, ecc.) per un dato laminato.

Questo approccio è facilmente applicabile a laminati, le cui proprietà variano continuamente lungo lo spessore.

Per descrivere la deformazione del laminato, si usa una mesh agli elementi finiti monodimensionale (lungo lo spessore) e le equazioni di dispersione per una propagazione ondosa piana sono formulate come un classico problema algebrico lineare agli autovalori nell'incognita numero d'onda k ad ogni

frequenza del campo di analisi. Autovalori ed autovettori possono essere calcolati usando routine standard e possono essere usati per valutare le dispersioni di ogni tipo di onda nella sezione considerata.



Nello studio si suppone che ogni lamina del laminato (pannelli single skin ma anche sandwich) sia piana e isotropica.

Per risolvere l'equazione di Lagrange:

$$[K_r(k) - \omega^2 M] \cdot q_0 = 0 \quad (8.2)$$

viene fornita una formulazione particolare per la matrice di rigidezza K calcolata nel seguente modo:

$$K(k) = K_2 k^2 + K_1 k + K_0 \quad (8.3)$$

Nell'articolo è anche mostrato il modo per assemblare le varie matrici K_i .

Con le varie posizioni assunte, si arriva al principale risultato:

$$\begin{bmatrix} 0 & I \\ -C_2^{-1}C_0 & -C_2^{-1}C_1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} q_0 \\ q_1 \end{bmatrix} - k \begin{bmatrix} I & 0 \\ 0 & I \end{bmatrix} \begin{bmatrix} q_0 \\ q_1 \end{bmatrix} = 0 \quad (8.4)$$

Da questa equazione, bisogna estrarre gli autovalori e gli autovettori che serviranno alla caratterizzazione delle proprietà del laminato.

Gli autovalori si suddividono in:

- *puramente reali* (propagazione ondosa);
- *puramente immaginari* (onde evanescenti);
- *puramente complessi* (oscillazione onde evanescenti).

Gli autovettori invece indicano la particolare guida d'onda della sezione associata ad ogni onda ad una particolare frequenza.

Questa trattazione è stata sfruttata per avere informazioni sulla bontà del dimensionamento della griglia di calcolo.

In pratica, una volta ottenute le curve che mostrano l'andamento dei numeri d'onda al variare dal valore della frequenza, si sono ricavati i grafici che mostrano come varia la lunghezza d'onda per le diverse curve di dispersione in funzione della frequenza, ricordando che lunghezza e numero d'onda sono legati dalla relazione:

$$\lambda = \frac{2\pi}{k}$$

Intercettando la curva più bassa (in genere relativa ad onde di tipo flessionali) si può uscire con il valore di frequenza che rappresenta il valore limite di affidabilità dei risultati ovviamente in ragione alla particolare griglia di calcolo adottata nella discretizzazione del problema.

In genere, le curve di dispersione per campi di frequenza che vanno da 0 a 5 kHz, si compongono di onde flessionali, onde di taglio ed onde longitudinali.

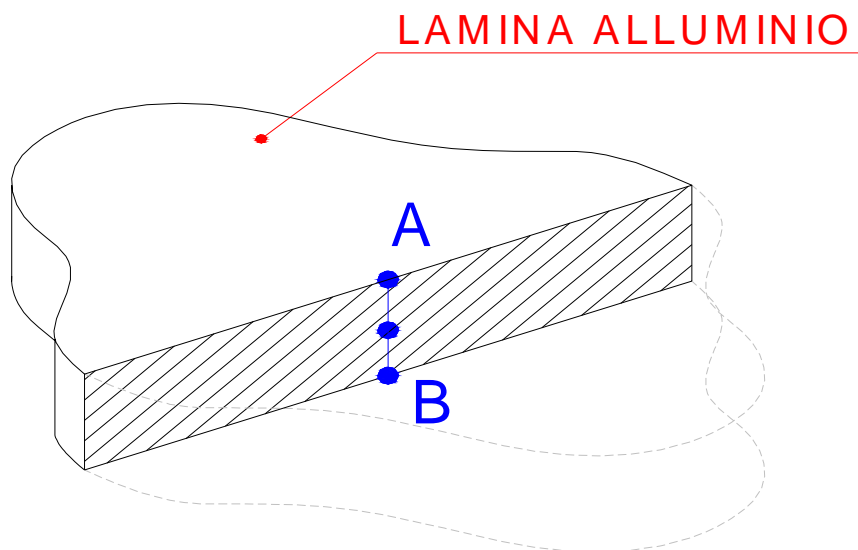
8.3 Programma *main* ed analisi

Per eseguire una tale verifica è stato scritto un software (*main*) in linguaggio Matlab che mostra questi andamenti illustrati e permette di avere le risposte desiderate espandendo il campo di applicazione anche ai materiali ortotropi.

Tale programma legge da un file di testo le caratteristiche fisiche e geometriche del pannello che si vuole analizzare.

Per quanto riguarda le caratteristiche geometriche bisogna inserire solo lo spessore di ogni lamina individuata da due nodi successivi anche appartenenti alla stessa tipologia di laminato.

Si supponga ad esempio di avere una lamina di alluminio (ortotropo) e si supponga di voler analizzare con tre nodi. In questo caso bisogna inserire come dati di ingresso i valori degli spessori dei due elementi individuati dai tre nodi.

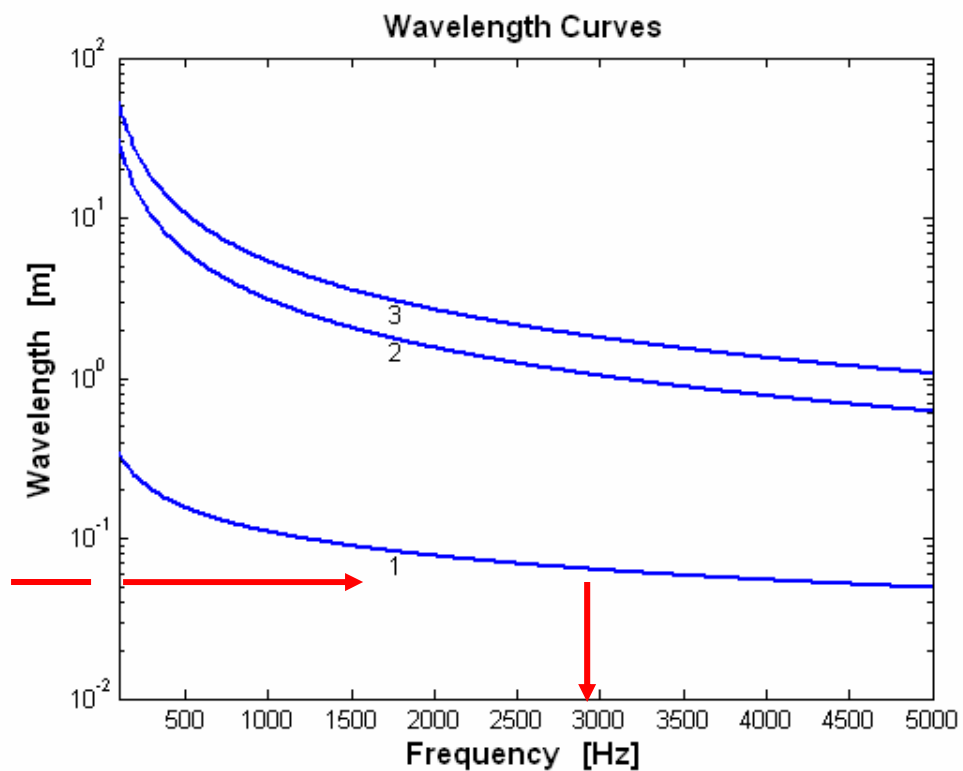
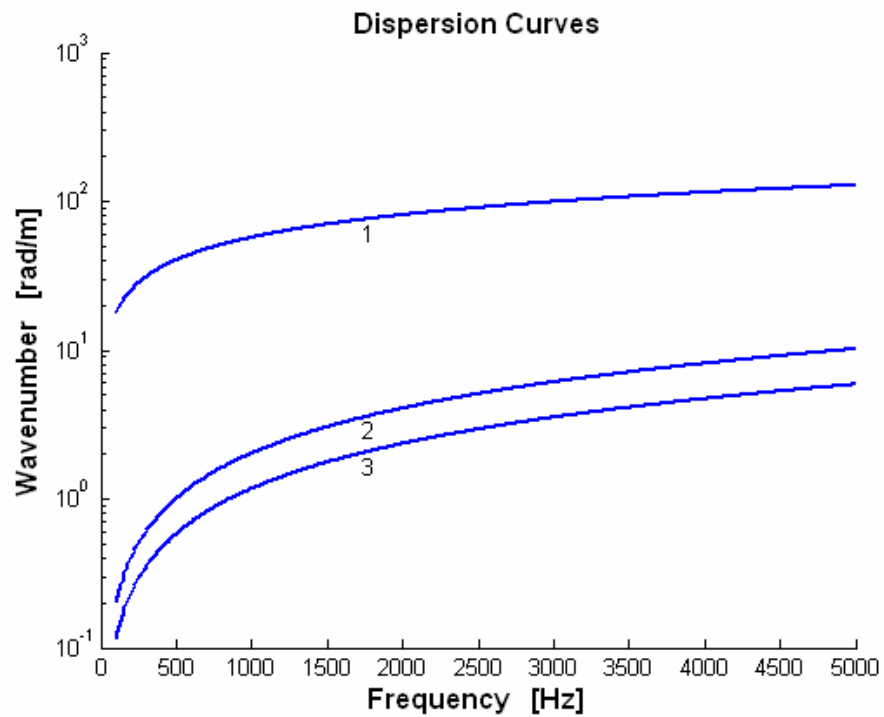


Per il file di testo da costruire con i dati del pannello, bisogna inserire in successione i valori dei moduli di elasticità E_{11} , E_{22} , il modulo di taglio G_{12} , il modulo di Poisson ν_{12} , il valore della densità ρ , lo spessore h e l'orientazione della lamina.

```
=====
71e9,71e9      (E11)
71e9,71e9      (E22)
2.67e10,2.67e10 (G12)
0.33,0.33      (v12)
2785,2785      (rho11)
6.00e-4,6.00e-4 (spessore)
0,0            (successione orientazione lamine)
=====
```

Il semplice testo riportato è relativo al pannello di alluminio già ampiamente descritto e analizzato in precedenza.

Di seguito si riportano le curve di dispersioni risultanti dall'elaborazione di *main*.

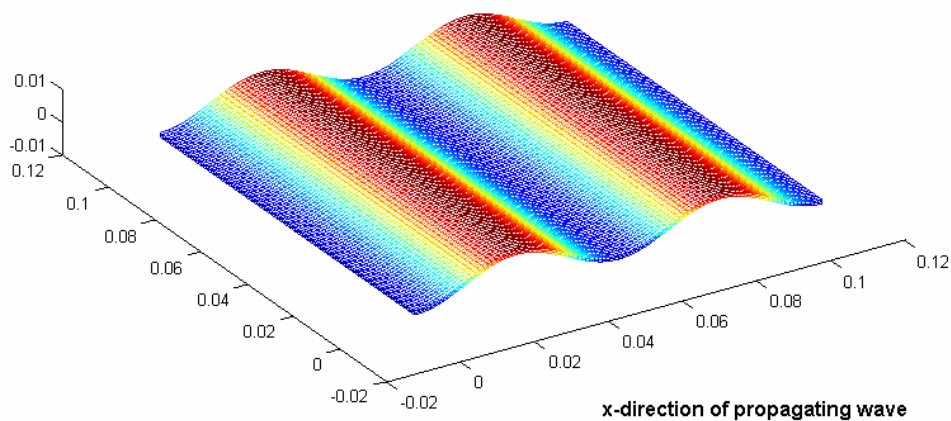


Entrando nel grafico che rappresenta come varia la lunghezza d'onda in funzione della frequenza con il valore:

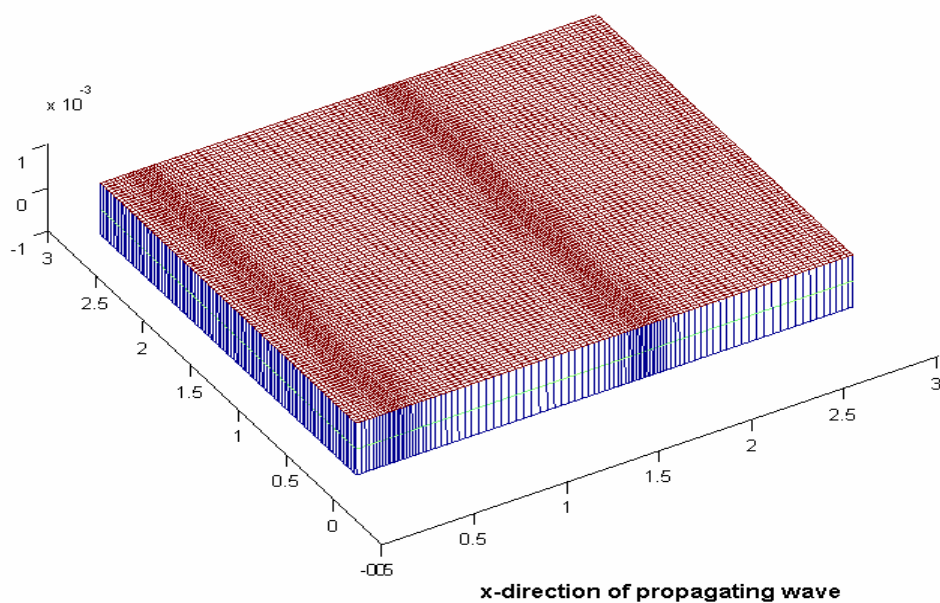
$$\lambda = 4 \cdot \Delta$$

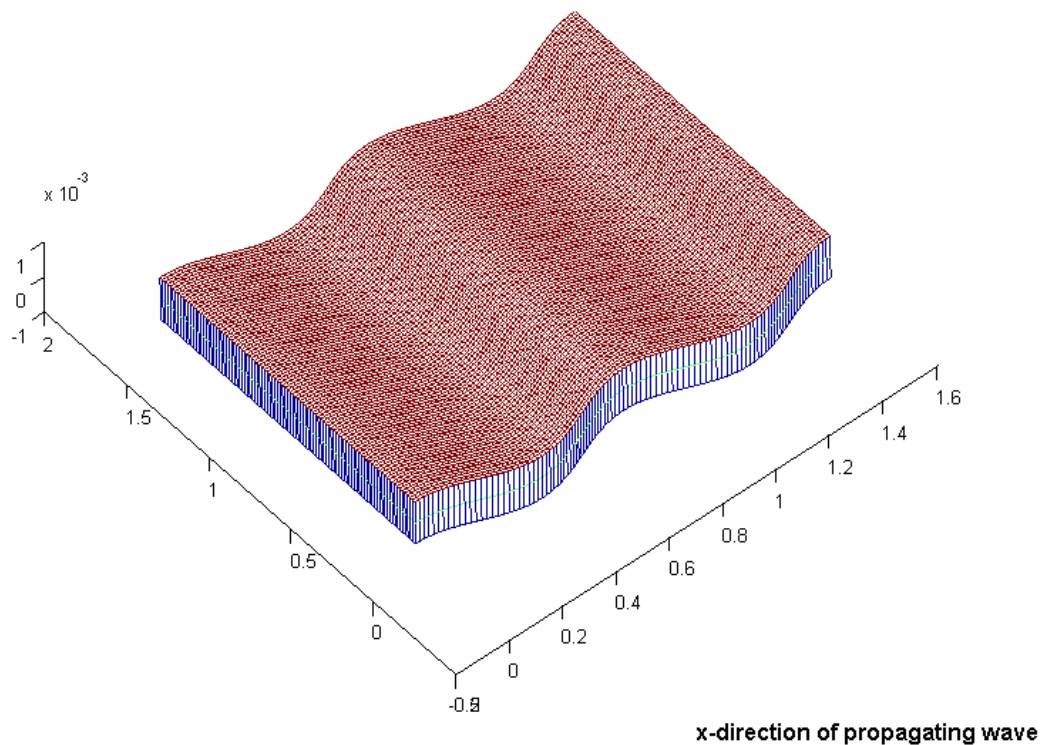
Si può uscire con il valore massimo della frequenza fino al quale i risultati godono di buona attendibilità. I risultati riportati nel grafico dei numeri d'onda, non sono altro che gli autovalori estratti dalla relazione (8.4). I relativi autovettori servono per visualizzare le varie guide d'onda. Si riportano qui di seguito le guide d'onda flessionale, di taglio e longitudinale.

Waveguide Deformed Plot Wavenumber = -114.4325 rad/m Freq 4000 Hz # = 1 of 6



Waveguide Deformed Plot Wavenumber = 4.6988 rad/m Freq 4000 Hz # = 3 of 6



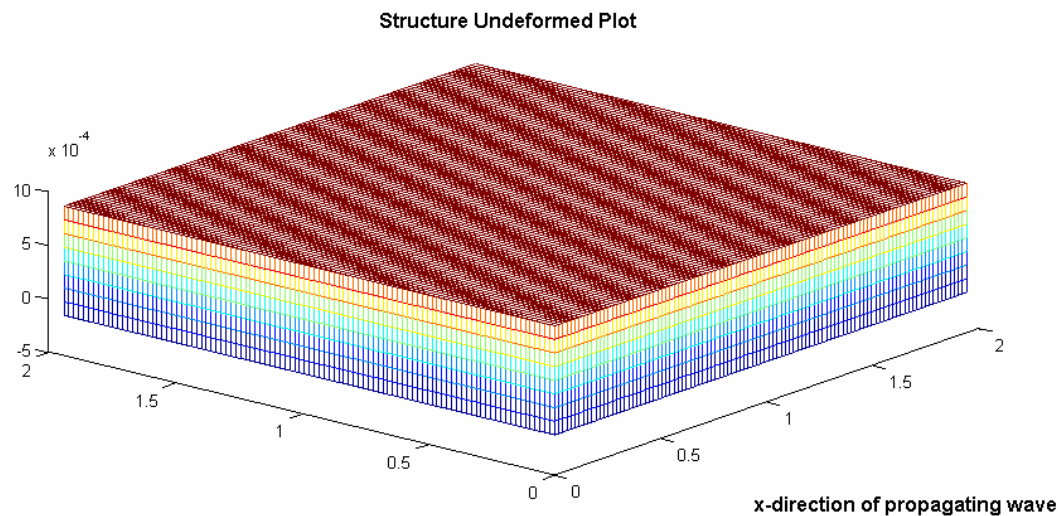


Tali risultati sono relativi ad una frequenza di 4000 Hz, ma sono ovviamente presenti in tutto il campo di frequenza d'interesse che va da 0 a 5000 Hz.

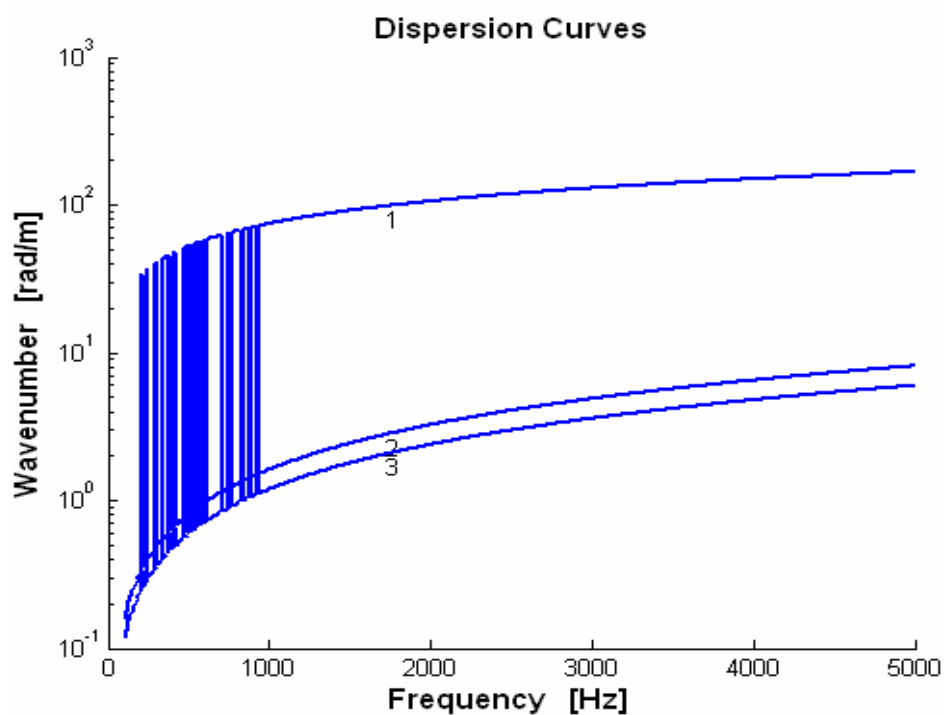
L'elaborazione della (8.4) fornisce un numero di autovalori reali pari al doppio del numero dei fenomeni ondosi presenti in un certo campo di frequenze (6 nel caso di presenza di guide d'onda flessionali, di taglio o estensionali) metà positivi e metà negativi che indicano versi di percorrenza opposti. Vediamo ora l'applicazione di tale teoria ad un pannello in materiale composito, in particolare, si consideri il pannello in vetroresina già analizzato nel capitolo 6. Il file di testo utilizzato in questo caso come dato in ingresso assume la forma:

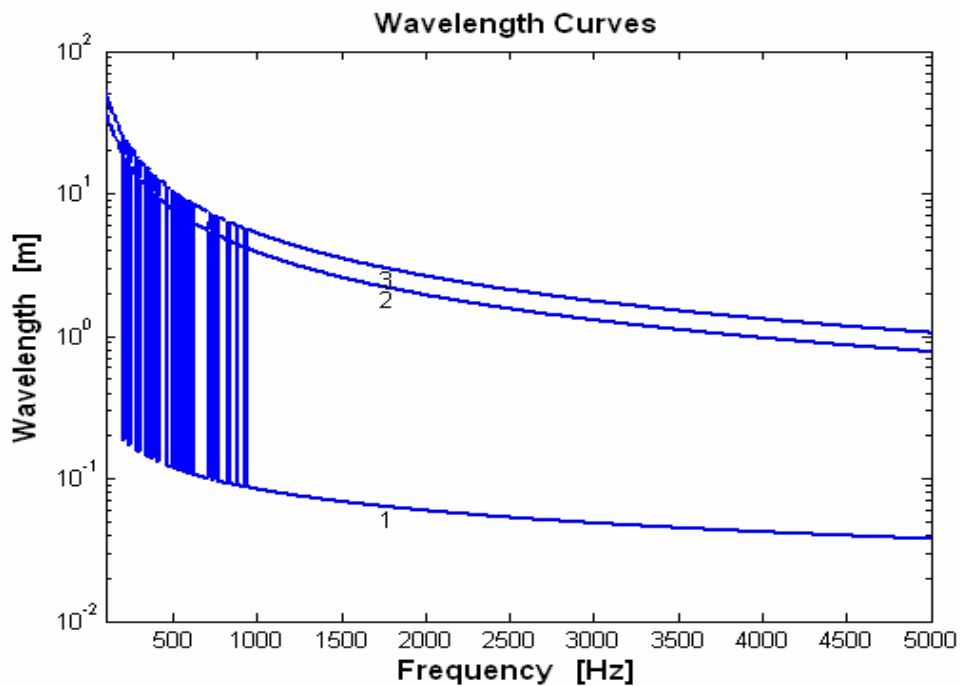
```
=====
52e9,52e9,52e9,52e9,52e9,52e9,52e9,52e9
12e9,12e9,12e9,12e9,12e9,12e9,12e9,12e9
6e10,6e10,6e10,6e10,6e10,6e10,6e10,6e10
0.25,0.25,0.25,0.25,0.25,0.25,0.25,0.25
2167,2167,2167,2167,2167,2167,2167,2167
1.27e-4,1.27e-4,1.27e-4,1.27e-4,1.27e-4,1.27e-4,1.27e-4,1.27e-4
0,90,0,90,0,90,0,90,0,90
=====
```

Ecco come il Matlab vede il pannello indeformato con i nostri 8 layers.



Nelle figure di seguito riportate, si possono vedere le curve di dispersione che mostrano come variano i numeri d'onda k al variare della frequenza all'interno del campo d'interesse (che abbiamo fissato da 0 a 5000 Hz ma che può essere settato a piacimento nel programma main) e le curve ricavate che mostrano il relativo andamento delle lunghezze d'onda nello stesso intervallo



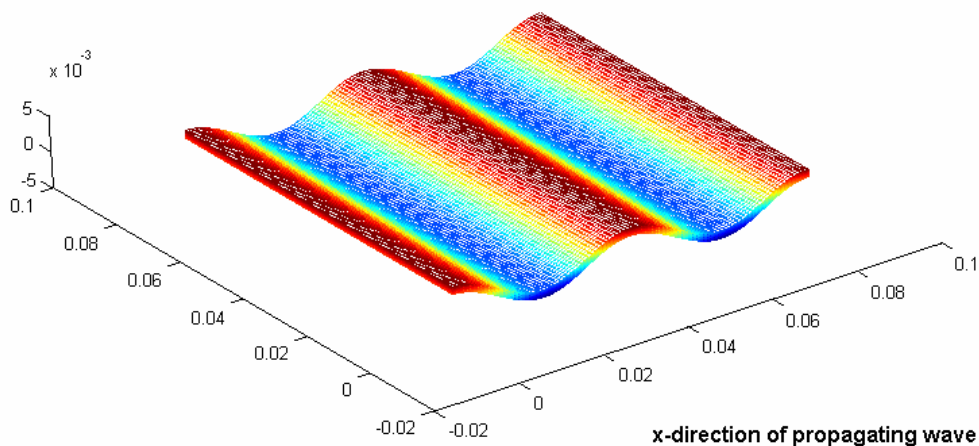


Allo stesso modo di ciò che si è fatto nel caso del pannello piano isotropico di alluminio, in questo grafico si può entrare con il valore di $\lambda = \Delta \cdot 4$.

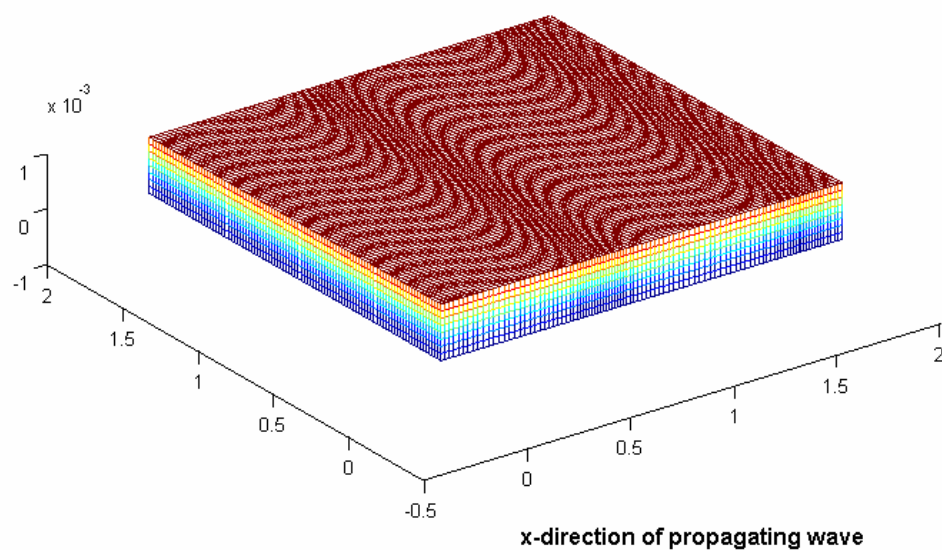
Intercettando la curva 1 relativa all'onda flessionale, si esce con il valore più alto di frequenza al di sotto del quale i risultati dell'elaborazione possono ritenersi molto attendibili.

Si riportano qui di seguito le guide d'onda flessionale, di taglio e longitudinale.

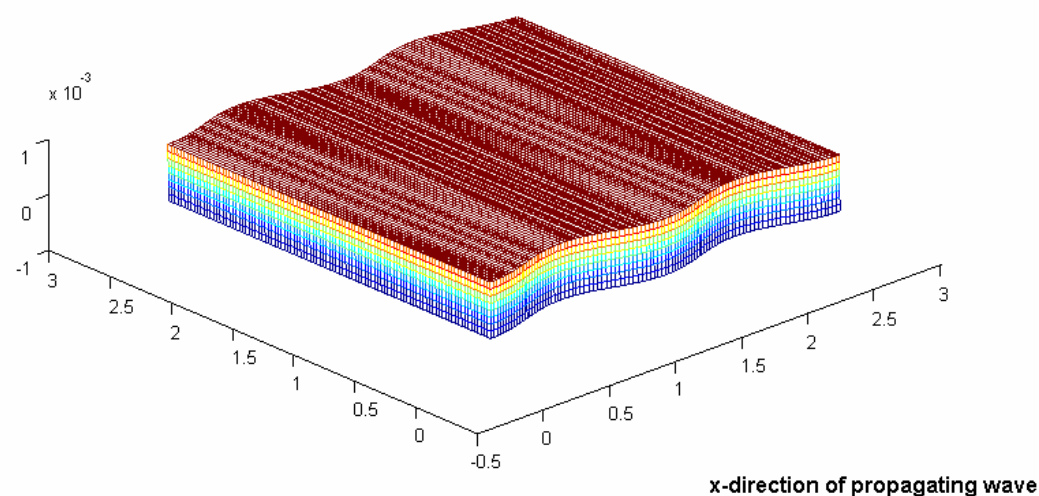
Waveguide Deformed Plot Wavenumber = 149.4573 rad/m Freq 4000 Hz # = 1 of 6



Waveguide Deformed Plot Wavenumber = -6.4929 rad/m Freq 4000 Hz # = 3 of 6



Waveguide Deformed Plot Wavenumber = -4.7763 rad/m Freq 4000 Hz # = 5 of 6

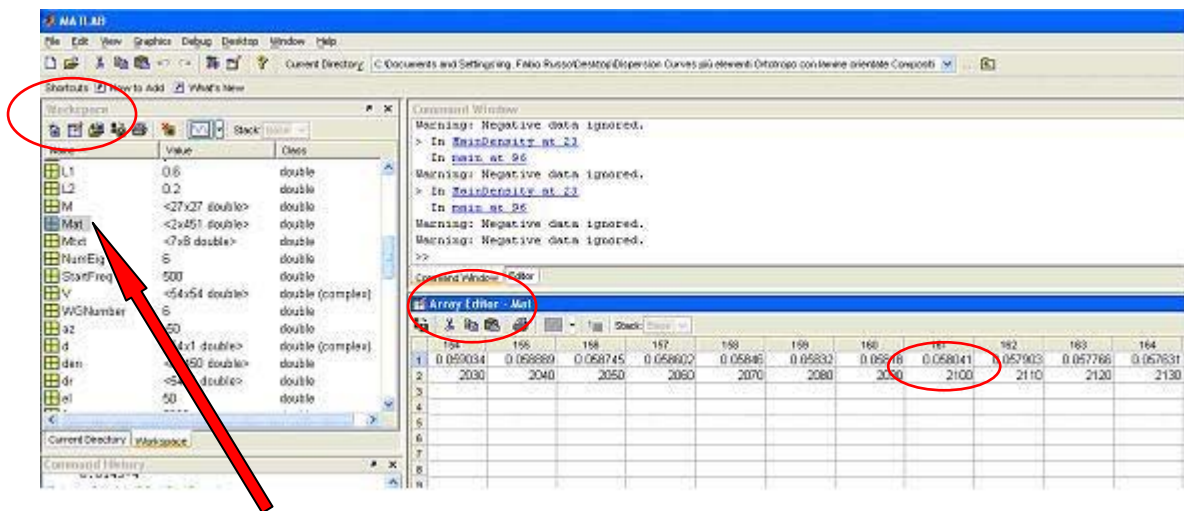


In questo modo, si è dato vita ad una procedure di notevole interesse perché consente in maniera agevole di definire un campo di validità delle analisi vibroacustiche anche di pannelli compositi le cui lamine possono considerarsi ortotrope e isotrope.

In questo caso i risultati hanno mostrato una buona attendibilità dei risultati, fino a circa 2100 Hz.

I valori di frequenza possono essere cercati andando nella finestra Workspace di Matlab cliccando sulla matrice MAT, che è una matrice di 2 righe e un numero di colonne pari al campo di frequenza di analisi.

Aprendo l'array editor dell'array bidimensionale si possono vedere nella riga 1 i valori di λ e nella riga 2 i corrispondenti valori di frequenza: basta cercare nella riga 1 il valore di λ e leggere il sottostante valore di frequenza che rappresenta il limite cercato.



CAPITOLO 9

LE MISURE SPERIMENTALI

9.1 Introduzione

Alla fine di tutto il lavoro si è cercata una validazione dei risultati attraverso una serie di risultati sperimentali. A tal proposito, sono stati reperiti dei pannelli in materiale composito realizzati da due aziende che operano nel settore della nautica da diporto: la Nuova Artiano s.r.l. di Castel Volturno e la Rizzardi s.p.a. di Sabaudia.

Si ritiene opportuno porre l'accento sui risultati di queste prove sperimentali che rappresentano una novità assoluta nel settore della nautica da diporto, e che possono essere un buon punto di partenza per affrontare analisi e tematiche sempre più avanzate nel campo.

Infine si mostreranno i confronti tra i risultati di tali prove con i calcoli numerici eseguiti dai programmi illustrati nei capitoli precedenti.

Le prove sono state eseguite alla TINi di Melito (Na) su di una Transmission Loss Facility realizzata e testata dallo staff del Prof. Francesco Marulo e del Prof. Sergio De Rosa del Dipartimento di Progettazione Aeronautica dell'Università "Federico II" di Napoli.

Il funzionamento della facility, si basa sulla determinazione della trasmissione sonora attraverso un divisorio che separa due camere adiacenti. In pratica, note le caratteristiche costruttive e le proprietà dei rivestimenti interni, si colloca in uno dei due ambienti (*camera sorgente*) una sorgente sonora con livello di potenza sonora noto e si determina il livello di pressione sonora trasmesso all'altra camera (*camera ricevente*) che è separata dalla prima mediante un pannello di materiale noto di cui si vogliono determinare le caratteristiche acustiche (di seguito verranno citate le normative utilizzate per le misure).

Il livello di pressione sonora (SPL *sound pressure level*) nella camera ricevente è l'ammontare di energia che ha attraversato il divisorio.

L'isolamento acustico rappresenta la capacità del pannello di resistere alla penetrazione dell'energia sonora nel suo interno che si trasformerebbe in energia vibrazionale.

In questo tipo di fenomeni, l'energia che entra nella struttura del divisorio agisce in due modi.

In primo luogo il movimento del divisorio, per quanto piccolo, provoca una distorsione della struttura molecolare, ovvero uno spostamento relativo di molecole: questo implica che si generano delle forze di attrito interne che, nell'essere vinte, dissipano parte dell'energia sonora nella struttura del divisorio sottoforma di calore (*smorzamento interno del divisorio*).

In secondo luogo le onde di pressione si trasmettono lungo tutto il divisorio, usandolo come mezzo, per raggiungere i suoi bordi e l'intera struttura di sostegno.

Questo fenomeno prende il nome di *Transmission Flanking* (trasmissione laterale).

In pratica, il suono trasmesso per via aerea nella camera sorgente, incide sul divisorio provocandone la vibrazione meccanica e la conseguente trasmissione di questo per via aerea nell'ambiente di ricezione, con delle perdite dovute alle aliquote di energia riflessa nell'ambiente sorgente e dissipata internamente o assorbita.

9.2 La Facility (S.M.A.R.F.)

La facility nota con l'acronimo S.M.A.R.F. (*small acoustic riverberant facility*) è un apparato sperimentale costituito da due camere (*sorgente-ricevente*), accoppiabili mediante un setto che possiede una finestra per l'alloggiamento del pannello di prova.



Lo strumento essenziale per misure di laboratorio corrette è la *camera riverberante*, che permette di ottenere un campo sonoro diffuso, cioè il più uniforme possibile.

Le principali caratteristiche di questo tipo di camere dovrebbero essere:

- Mancanza di rumore di fondo;
- Assenza di vibrazioni meccaniche esterne ed interne;
- Assenza di frequenze proprie;
- Capacità di riflettere più volte le onde sonore incidenti sulle pareti per generare un tempo di riverbero sufficientemente lungo.

Il rumore (noto) generato nella camera sorgente è un *white noise* cioè un rumore che ha lo stesso contenuto energetico in tutto il campo di frequenza. Nella camera ricevente si rileva la pressione sonora derivante dalla trasmissione attraverso il campione di prova.

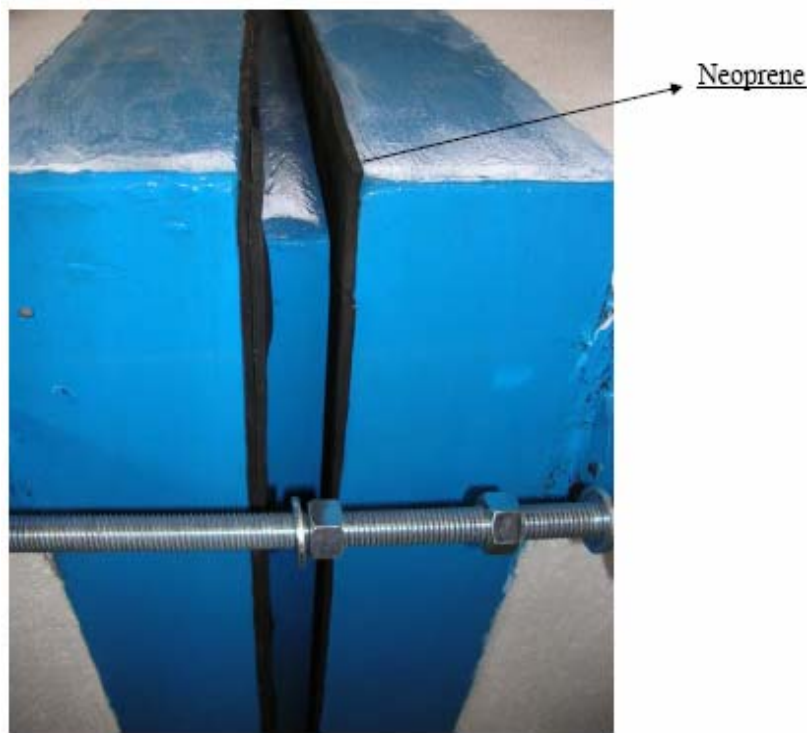
La differenza tra i livelli in camera sorgente e ricevente, opportunamente corretta tenendo conto delle caratteristiche costruttive ed acustiche, fornisce la Transmission Loss del campione di prova.

Le camere della S.M.A.R.F. sono state realizzate in cemento armato, e per permettere il montaggio del setto di prova nonché della strumentazione per la generazione e acquisizione dei segnali, sono state ideate in modo che una possa essere mobile rispetto all'altra.

In particolare la camera sorgente è mobile con ruote sterzanti, e la ricevente è fissa montata su dei supporti regolabili in altezza



Le dimensioni delle camere sono state definite in base ad esigenze di ingombro seguendo le indicazioni della normativa ASTM E-90.



Un altro fenomeno da evitare in questo tipo di prove è la *flanking trasmission* ovvero la trasmissione laterale delle vibrazioni. per assicurarsi

nei confronti di questo fenomeno le camere sono state costruite e sistemate rendendo minima la l'eventualità di trasmettere attraverso percorsi diversi da quelli che attraversano il modello di prova.

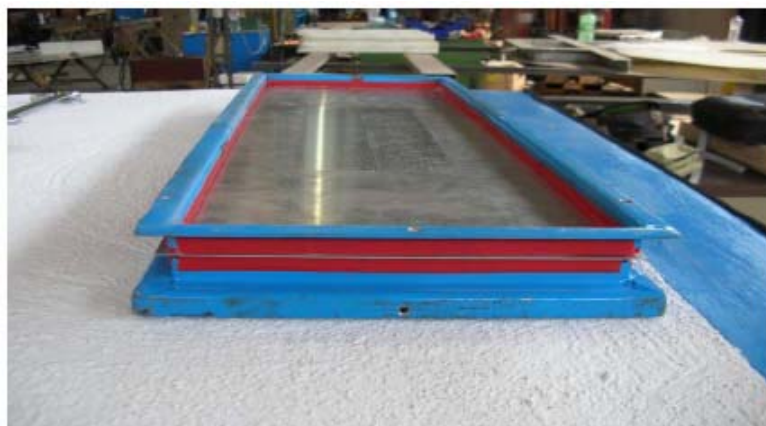
A questo riguardo, l'accoppiamento avviene tramite cornici speculari rivestite di neoprene (gomma di raccordo) e tiranti bullonati.



Il setto di separazione è costituito da due strati di legno dello spessore complessivo di 90 mm e uno di piombo di 10 mm ed è ancorato alla camera fissa ricevente.

Al fine di avere una lettura più dettagliata possibile e mediata nello spazio, i microfoni della camera ricevente sono stati montati su delle guide che ne permettono il loro spostamento in direzione verticale ed orizzontale.

Nel setto di legno e piombo è realizzata una finestra (che serve per l'alloggiamento del pannello da provare) con un sistema di lamierini che simulano un *knife edge support*, ossia la condizione di vincolo corrispondente al pannello semplicemente appoggiato lungo i bordi.



Al completamento della S.M.A.R.F. ne è stato eseguito un collaudo prestazionale seguendo la filosofia adottata dall'ELASIS per la sua facility.

Le misure, sono state effettuate secondo i seguenti standard:

I.S.O. 354 : Measurament of sound absorption in reverberatio room;

I.S.O. 3741 : Determination of sound power level of noise source –

Precision methods for broad-band sources in reverberation room;

ASTM- E 90 : Laboratory measurament of airborne sound

Transmission Loss of building partitions.

Si ricorda che una camera riverberante consente:

- La valutazione della potenza sonora emessa da una sorgente, mediante la misura del valore medio della pressione sonora della camera stessa;
- La valutazione del fonoisolamento (Trasmission Loss) di pannelli con l'utilizzo accoppiato di una seconda camera.

Nelle prove condotte a Melito (Na) sulla facility, la grandezza misurata è stata in particolare il *Noise Reduction* che è direttamente calcolabile a partire dai livelli di pressione sonora nei due ambienti:

$$NR = \langle L_1 \rangle - \langle L_2 \rangle \quad (9.1)$$

Dove $\langle L_1 \rangle$ ed $\langle L_2 \rangle$ sono i valori medi dei livelli di pressione sonora su diversi punti di acquisizione.

La relazione che lega Noise Reduction e Trasmission Loss è la seguente:

$$TL = NR + 10 \log_{10} \left(\frac{S_d}{\frac{55.26 \cdot V}{c \cdot t_R}} \right) \quad (9.2)$$

Che dipende dalle caratteristiche geometriche della facility ma anche e fortemente, dal tempo di riverbero.

La norma *ASTM- E 90* raccomanda di misurare il tempo di riverbero con installato nel setto della facility il pannello di cui si vuole calcolare la transmission loss.

A tale proposito, l'indagine è stata condotta sul pannello in alluminio mentre per i pannelli compositi nautici, per i quali l'indagine sul tempo di riverbero si è mostrata più onerosa in termini di tempo, si è scelto di considerare una procedura alternativa illustrata dalla norma SAE J1400 che prevede per le piccole camere riverberanti, l'uso di un coefficiente correttivo da sommare alla NR misurata per ottenere i valori della TL [31].

Più semplicemente può porsi:

$$TL = MNR + 10\log_{10}\left(\frac{A}{S \cdot \alpha}\right) \quad (9.3)$$

dove TL è la transmission loss del pannello calcolata (nel nostro caso con la legge della massa), MNR è la noise reduction misurata, $S \cdot \alpha$ è il coefficiente di assorbimento di Sabine della camera ricevente ed A è l'area della finestra della facility.

La quantità

$$10\log_{10}\left(\frac{A}{S \cdot \alpha}\right)$$

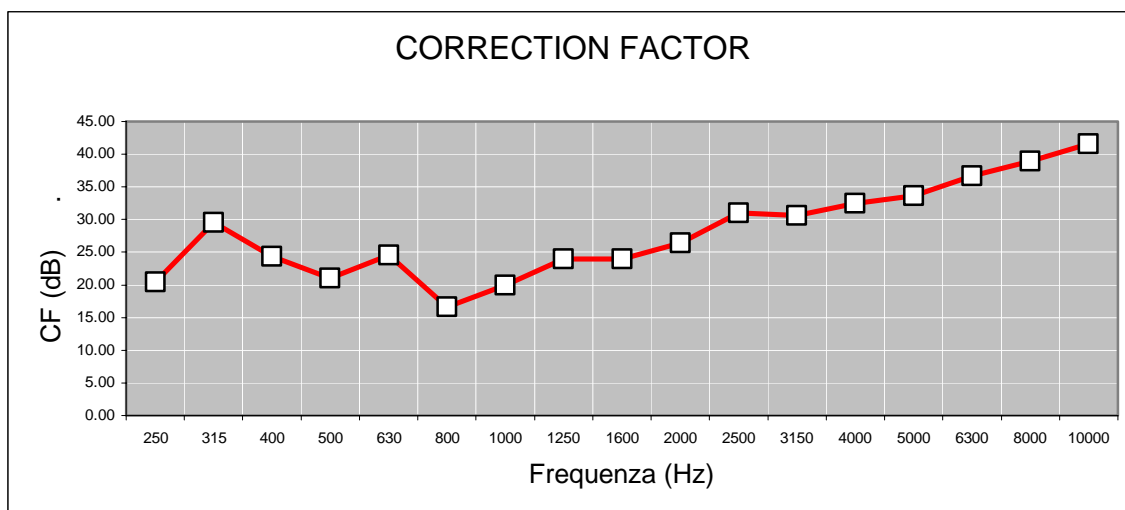
dipende solo dalle caratteristiche della camera ed è quindi una quantità costante per ogni test eseguito sulla facility.

Secondo tale osservazione, la (9.3) può essere riscritta come:

$$TL = MNR - CF \quad (9.4)$$

dove CF è un fattore di correzione costante calcolato per tutto il campo di frequenza di analisi, con un pannello di “calibrazione” scelto fra i pannelli a disposizione (si è scelto il pannello in composito denominato P2). Tale stringa di valori CF è stata successivamente utilizzata per correggere i valori di Noise Reduction degli altri pannelli in composito.

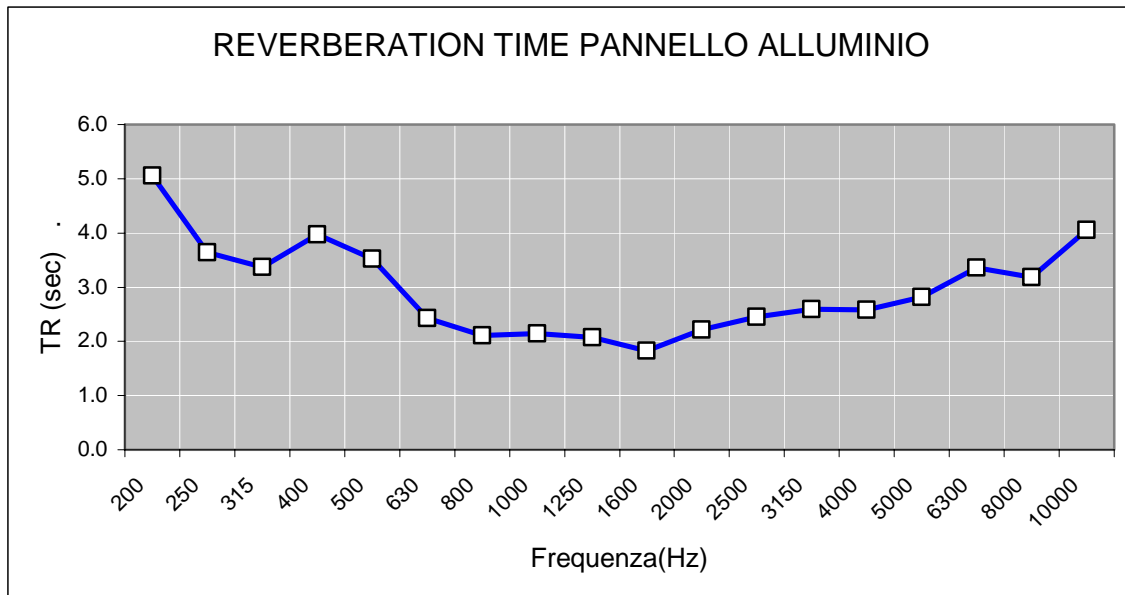
Nella figura seguente si riporta il grafico che riporta l'andamento del fattore di correzione.



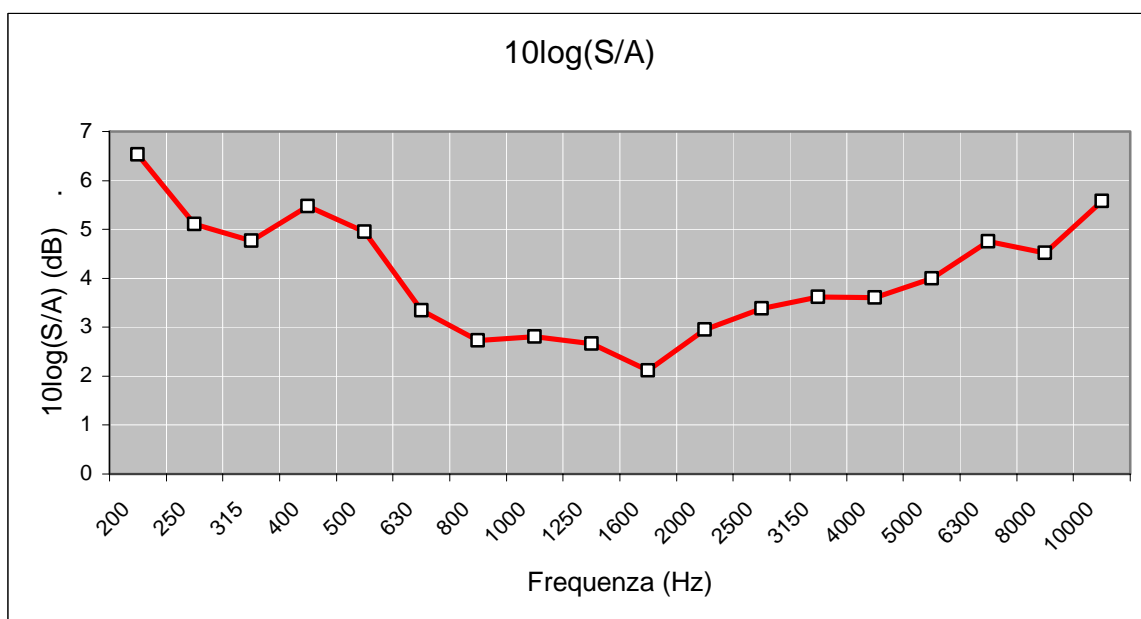
Per i pannelli in alluminio è stato possibile invece arrivare ad una stima che si è ritenuta soddisfacente, del tempo di riverbero avendo così la possibilità di calcolare la transmission loss mediante l'utilizzo della (9.2). Applicando questa procedura, il secondo addendo della (9.2) rappresenta il termine che apporta la giusta modifica al valore di NR misurato per ottenere il valore cercato della TL. Nella seguente tabella, si riportano nell'ordine i valori di frequenza, tempo di riverbero, $A = (55.26 \cdot V) / (c \cdot t_{REV})$ (vedi (9.2)) e tutto il secondo addendo della (9.2) cioè il valore da aggiungere alla NR.

FREQUENZA	REVERB. TIME	A	10log(S/A)
200	5.06	0.027	6.530
250	3.64	0.037	5.100
315	3.37	0.040	4.765
400	3.97	0.034	5.477
500	3.52	0.038	4.954
630	2.43	0.056	3.345
800	2.11	0.064	2.732
1000	2.15	0.063	2.813
1250	2.08	0.065	2.670
1600	1.83	0.074	2.113
2000	2.22	0.061	2.953
2500	2.45	0.055	3.381
3150	2.59	0.052	3.622
4000	2.58	0.052	3.605
5000	2.82	0.048	3.991

Il tempo di riverbero ottenuto per il pannello di alluminio ha presentato il seguente andamento:



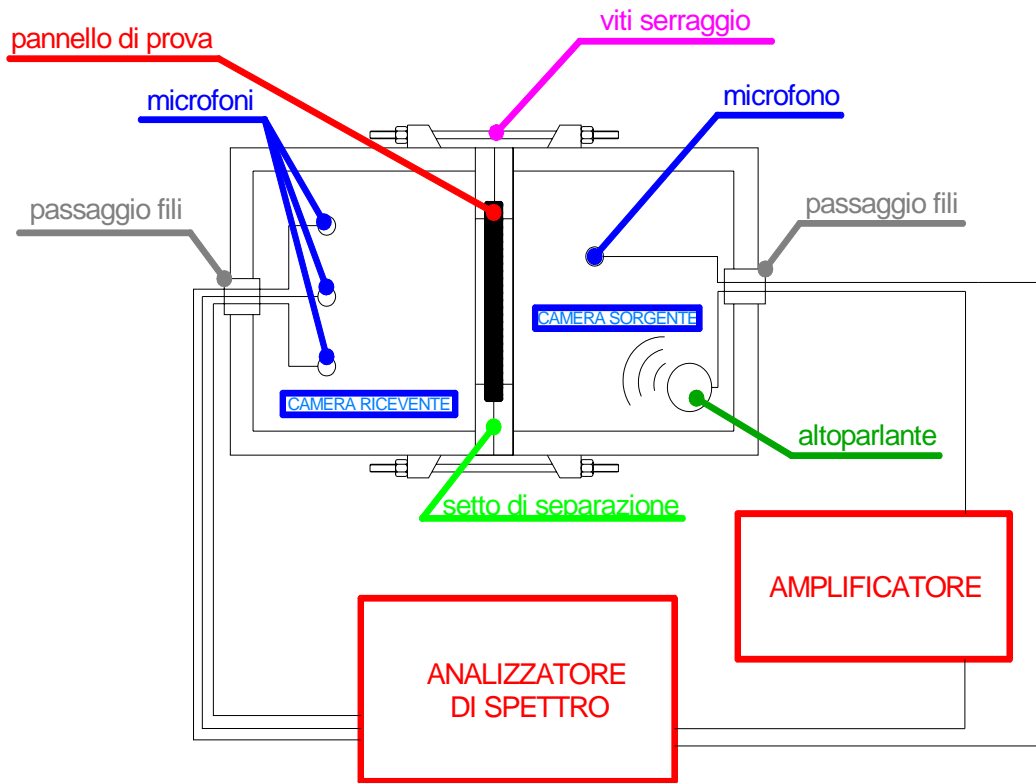
mentre la correzione $10\log(S/A)$ è



Ora dunque, dopo aver dato qualche informazione più tecnica della S.M.A.R.F., si passeranno in rassegna i risultati relativi ai vari pannelli.

9.3 La strumentazione della S.M.A.R.F.

Nella figura seguente si illustra in maniera indicativa lo schema di allestimento e funzionamento della facility. Successivamente si darà un'indicazione più dettagliata dei vari elementi costitutivi.



I microfoni utilizzati nella S.M.A.R.F. sono dei microfoni a condensatore da ½ pollice che risultano essere molto stabili e affidabili.



L'altoparlante utilizzato è un CLARE ovviamente il suo compito è quello di convertire il segnale elettrico proveniente dall'amplificatore in onde di pressione.



L'amplificatore è in grado di variare l'ampiezza di un'onda in ingresso al fine di aumentarne il segnale.



L'analizzatore multicanali è in grado di gestire tutte le operazioni richieste nell'acquisizione, registrazione, preparazione e analisi. L'elemento fondamentale è costituito dall'analizzatore di spettro: Pulse Lite Noise and Vibration Analysis Type 3560 C-L, controllato e gestito dal software Pulse Labshop version 6.1, entrambi prodotti da Brüel & Kjær. Il tipo di analisi che si vuole fare sul segnale di input ricevuto, è gestito dal Pulse Labshop e dai suoi tools. Il Pulse è un software appositamente creato per gestire analisi di tipo vibro-acustico.



Il funzionamento di tutta la catena di misura è:

- Il pulse consente la generazione del segnale di output, di caratteristiche fissate, che viene trasmesso alla sorgente sonora (altoparlante) in camera sorgente;
- Il segnale di input è acquisito, in camera ricevente, dai microfoni ed è letto dal Pulse;
- Il Pulse filtra, campiona e digitalizza i dati che rappresentano l'acquisizione temporale dei microfoni. Ogni registrazione viene trasformata nel dominio della frequenza come uno spettro complesso, tramite trasformate di Fourier.

9.4 Le prove sperimentali

Le campagne di misure sono state eseguite a Melito (Na) presso le officine della TINI.

Oggetto della prova sono stati diversi pannelli in materiale composito single skin e sandwich realizzati con il procedimento della laminazione classica e con la tecnica ad induzione (sotto vuoto), gentilmente messi a disposizione dalle aziende menzionate che operano nel settore della nautica da diporto.

Un'altra prova è stata successivamente eseguita su di un pannello in alluminio di derivazione aeronautica messo a disposizione dal Dipartimento di Progettazione aeronautica. Nelle figure seguenti si riportano alcune immagini della campagna di misura.

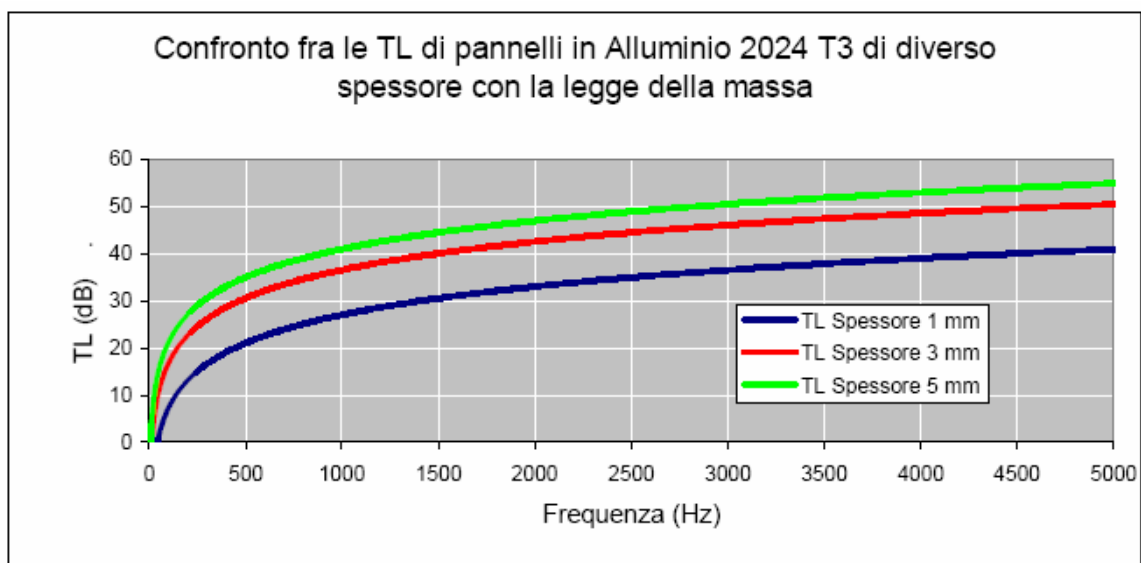
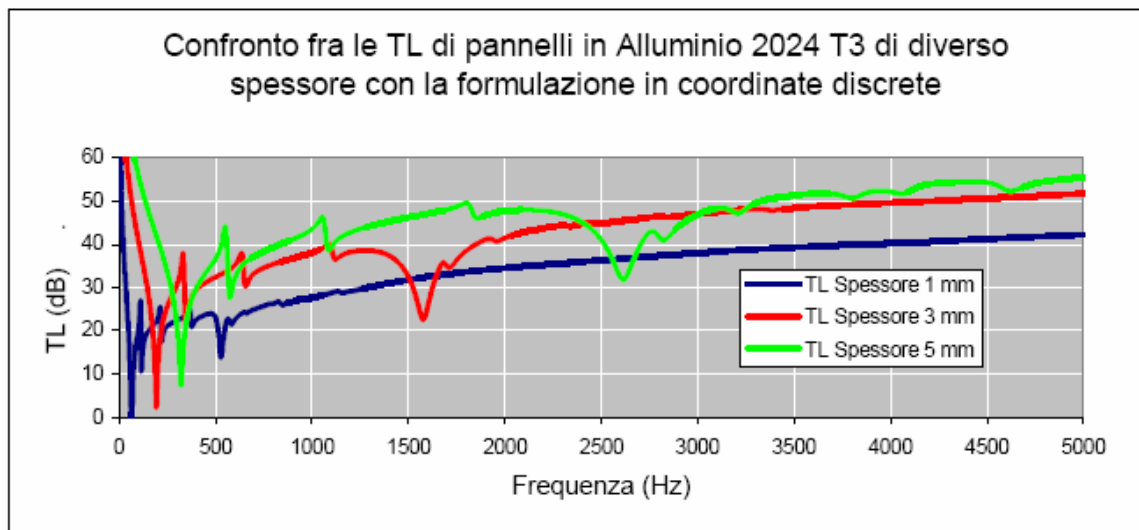




9.5 I risultati

Ora verranno presentati i risultati relativi ai vari pannelli analizzati, mostrandone un rapido confronto con i risultati di transmission loss ottenuti con la legge della massa.

Prima di passare ai risultati relativi ai singoli pannelli analizzati si vuole mostrare l'andamento della transmission loss calcolata per un pannello in alluminio al variare dello spessore (quello da 1 mm è lo stesso pannello provato nella facility di cui si riportano di seguito i risultati).



I valori di Noise Reduction scaturiti dalle prove sperimentali sulla S.M.A.R.F., sono il risultato della media di varie misurazioni eseguite in diverse campagne di misurazione sempre sui medesimi pannelli.

Il peso e la misura dei campioni, è stato determinato con la strumentazione presente nel laboratorio del Dipartimento di Ingegneria Navale dell'Università "Federico II" di Napoli.

Per il calcolo della transmission loss in campo diffuso si è scritto un semplice programmino *mass_low_2* (riportato in appendice) che fornisce in uscita i valori cercati in formato .xls che ne permettono una immediata visualizzazione grafica.

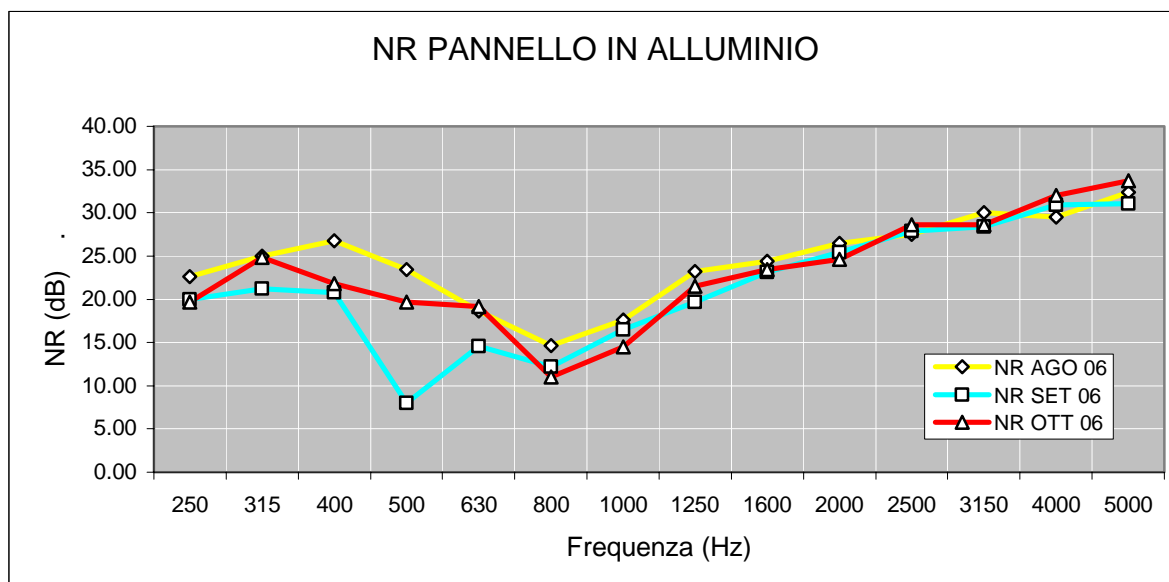
9.5.1 Pannello in alluminio (aeronautico)

Caratteristiche fisiche e geometriche del pannello provato

Dimensioni: 610 x 210 x 1 mm

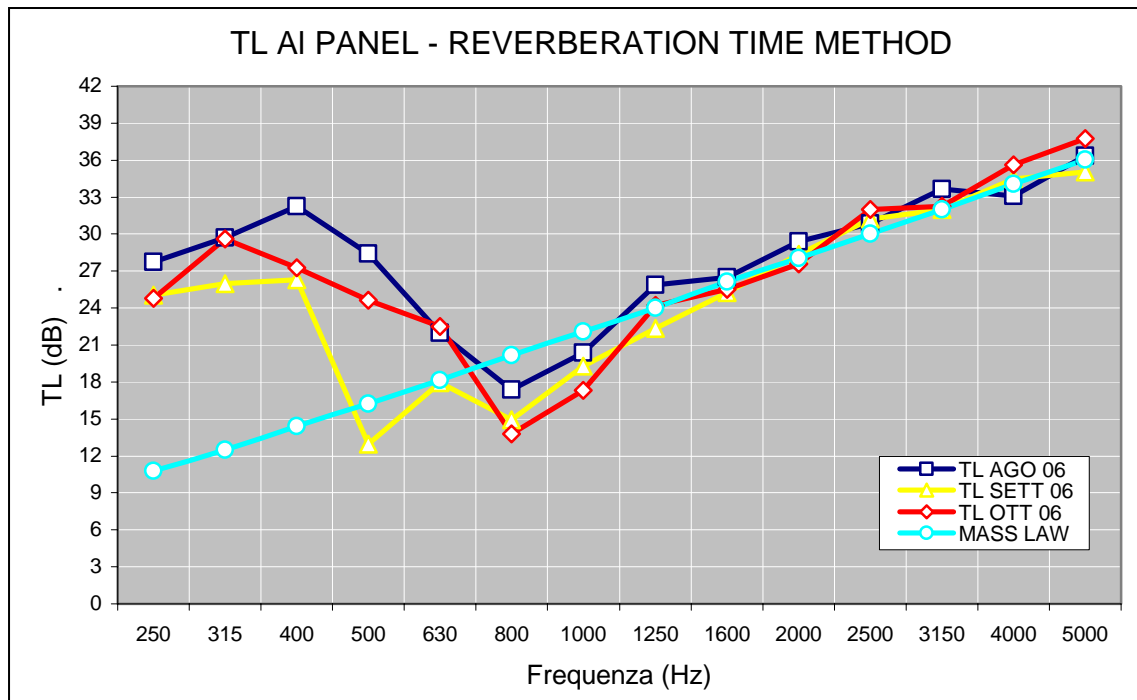
Peso: 0.352 Kg

Densità superficiale: 2.79 Kg/m³



A tali valori, che rappresentano la noise reduction, secondo la (9.2) vanno sottratti punto per punto i valori del coefficiente $10\log(S/A)$ calcolato in base al valore del tempo di riverbero.

Il risultato a cui si perviene, che rappresenta la transmission loss corretta del pannello, è dato dalla seguente rappresentazione dove viene riportata anche la transmission loss calcolata con i software illustrati in precedenza.



Ciò che si può osservare in questo grafico è il buon accordo dell'andamento dei risultati, soprattutto nella zona in cui l'effetto della massa è predominante (al di sopra dei 1000 Hz), il che dimostra che la metodologia sviluppata è in buon accordo con le misure sperimentali.

9.5.2 Pannello in vetroresina P1 (nautico)

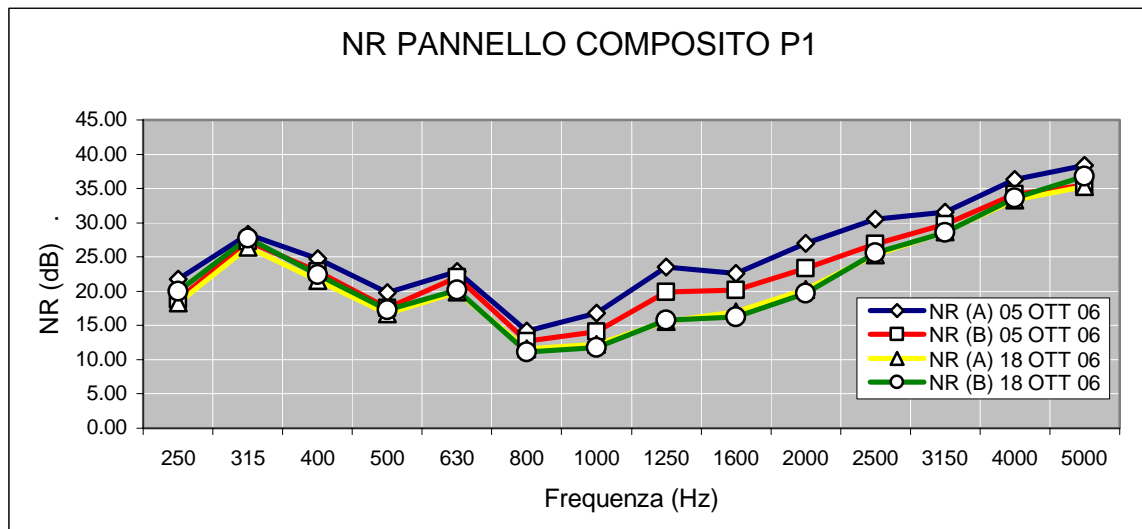
Caratteristiche fisiche e geometriche del pannello provato

Dimensioni: 62.7 x 20.6 x 8.8 (mm);

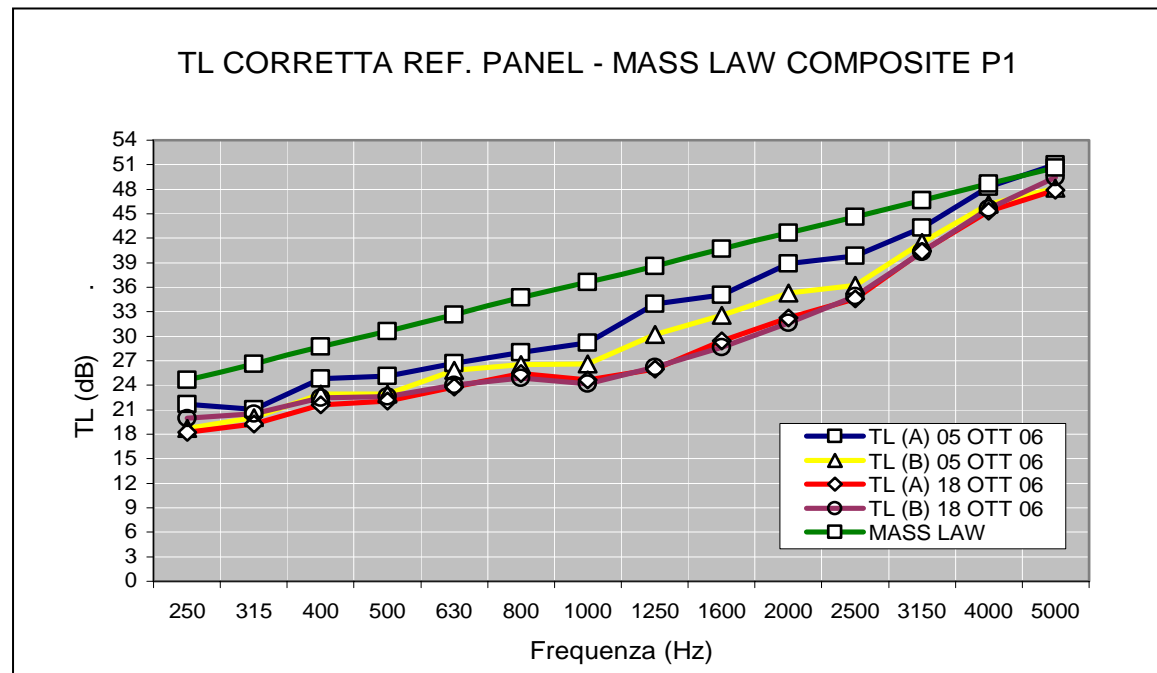
Peso: 1.936 Kg

Densità superficiale: 10.96 Kg/m³

Tipo di pannello: single skin ad infusione



applicando adesso la (9.4) a tali risultati, si ha:



9.5.3 Pannello in vetroresina P2 (nautico)

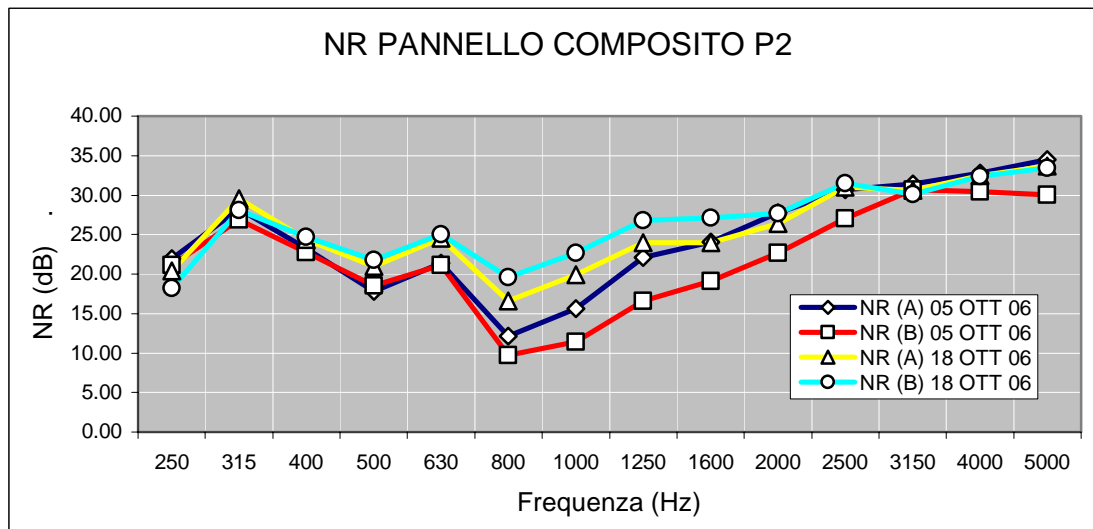
Caratteristiche fisiche e geometriche del pannello provato

Dimensioni: 61.4 x 21.4 x 5.0 (mm);

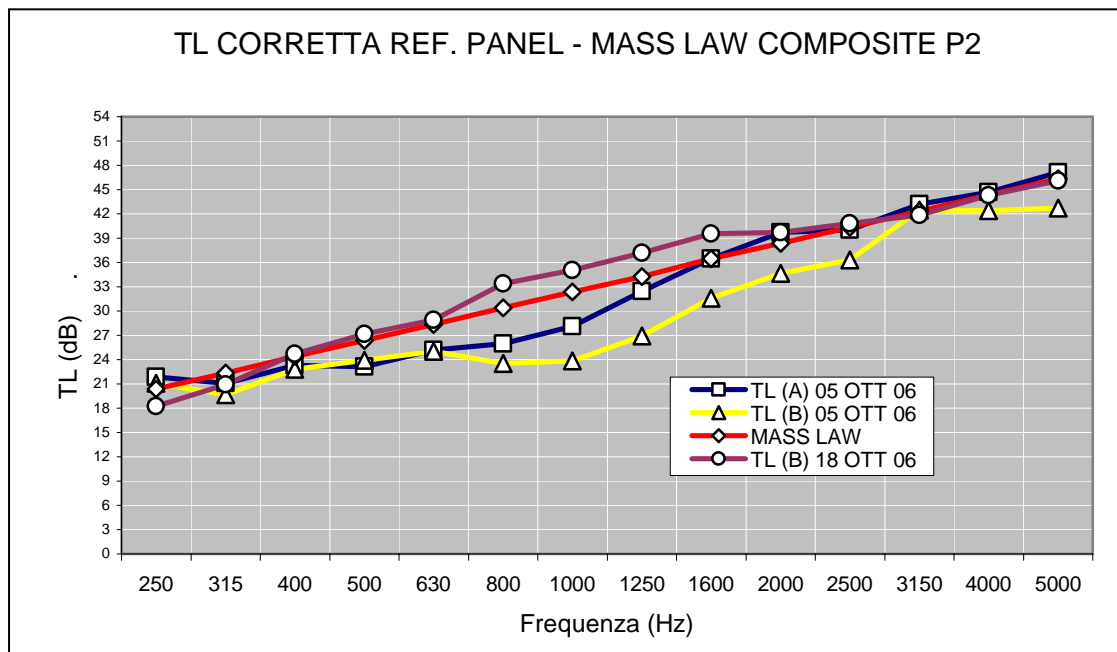
Peso: 1.196 Kg

Densità superficiale: 9.10 Kg/m³

Tipo di pannello: single skin ad infusione



Applicando alla NR per la (9.4) il correction factor, si ha:



Si tenga presente che questo pannello è stato preso come riferimento per il calcolo del coefficiente correttivo.

9.5.4 Pannello in vetroresina P3 (nautico)

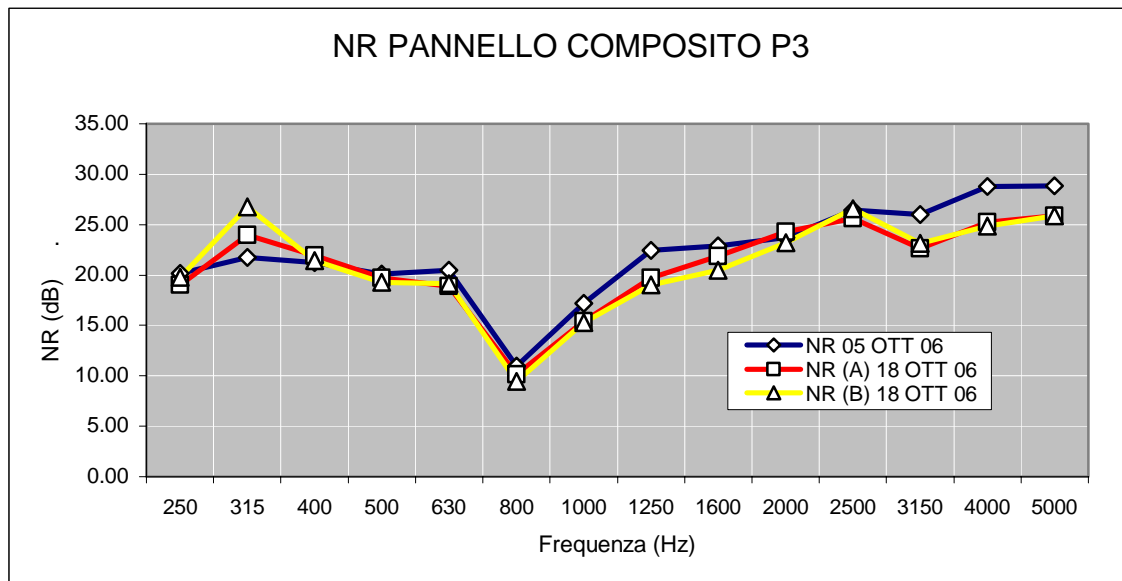
Caratteristiche fisiche e geometriche del pannello provato

Dimensioni: 61.4 x 21.4 x 5.0 (mm);

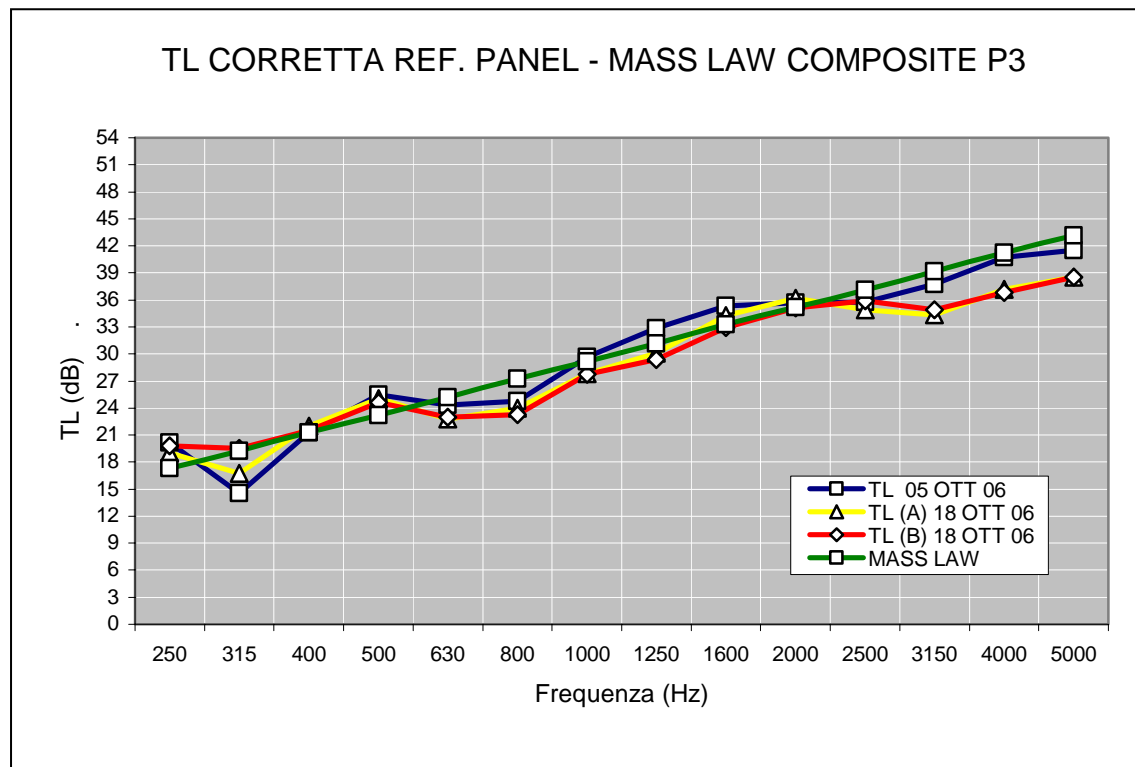
Peso: 1.196 Kg

Densità superficiale: 9.10 Kg/m³

Tipo di pannello: sandwich ad infusione



Applicando a questo la (9.4) si ottiene:



9.5.5 Pannello in vetroresina P4 (nautico)

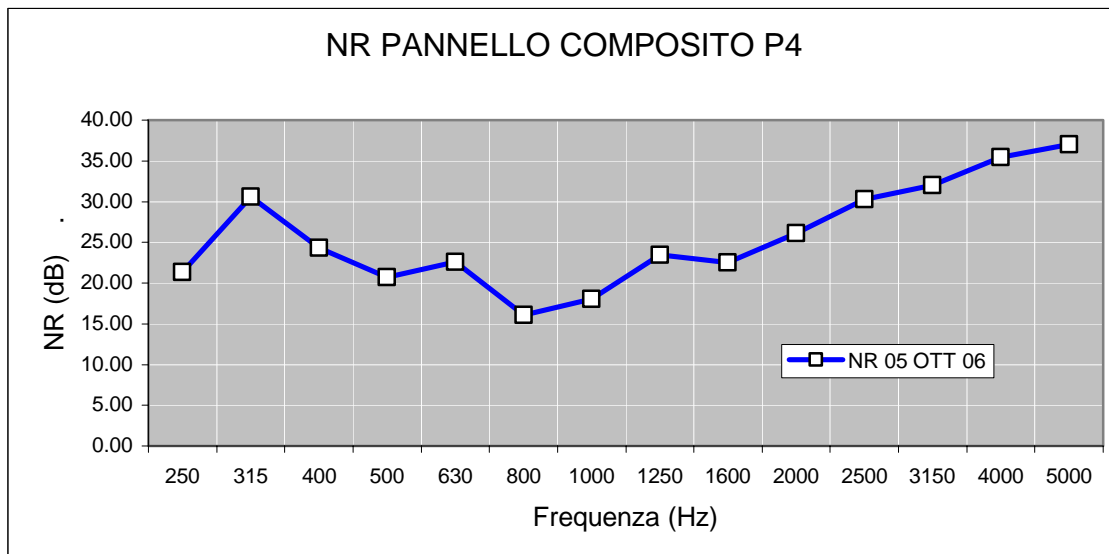
Caratteristiche fisiche e geometriche del pannello provato

Dimensioni: 62.8 x 22.0 x 8.0 (mm);

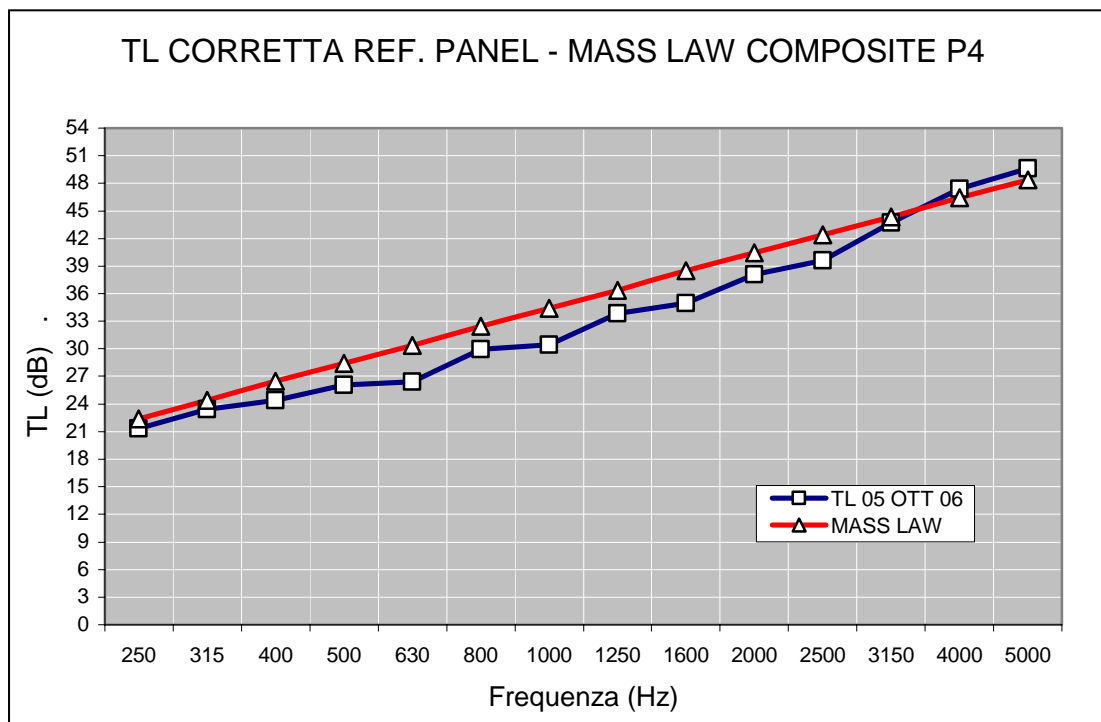
Peso: 1.600 Kg

Densità superficiale: 11.58 Kg/m³

Tipo di pannello: single skin tradizionale



Applicando a questo la (9.4) si ottiene:



In tutti i risultati proposti, si può vedere un buon accordo tra i risultati sperimentali e quelli numerici.

CAPITOLO 10

CONCLUSIONI E POSSIBILI SVILUPPI

10.1 Conclusioni

Dopo aver verificato la scarsità di dati relativi alla caratterizzazione acustica di materiali usati nella costruzione di imbarcazioni da diporto, si sono sviluppati dei codici in ambiente Fortran che consentono il calcolo di grandezze acustiche quali *Potenza Acustica*, *Efficienza di Radiazione*, *Coefficiente di Trasmissione* τ e *Transmission Loss* (che rappresenta il potere fonoisolante) di pannelli piani. Per poter generalizzare al massimo l'applicazione di questi programmi, si è messa a punto una procedura combinata Nastran Fortran sfruttando la possibilità di eseguire l'analisi modale (calcolo della matrice dei modi di vibrare e delle frequenze naturali) del pannello con il software commerciale Nastran.

In pratica, il software creato *nastrancomposite* legge come dati in ingresso quelli prodotti dall'elaborazione Nastran in un file di tipo .pch, li elabora, e per un campo di frequenze che va da 0 a 5000 Hz, fornisce il valore delle grandezze che consentono la definizione delle proprietà acustiche di un pannello piano di materiale qualsiasi, e quindi anche di materiale composito. A conferma della bontà dei risultati, si sono confrontati quelli ottenuti dall'elaborazione del nostro software con dei dati disponibili presso il Dipartimento di Progettazione Aeronautica dell'Università "Federico II" di Napoli [4][5] e relativi a pannelli isotropi di alluminio.

Messa a punto questa procedura, si sono sfruttati i risultati di uno studio di Shorter [3] per discutere criticamente la definizione delle griglie di calcolo per i pannelli piani in materiale composito, estrapolando un metodo per il loro più opportuno dimensionamento. L'estrapolazione è avvenuta sfruttando le proprietà dispersive delle prime guide d'onda presenti nel pannello.

Le conclusioni a cui si è giunti, sono state utilizzate per definire il valore massimo di frequenza oltre il quale i risultati dell'analisi vanno presi con una certa cautela.

Alla fine del corso di dottorato, si è presentata l'opportunità di poter eseguire delle prove sperimentali sulla facility S.M.A.R.F. presso le officine della TINI a Melito (Napoli).

A tale proposito sono stati provati dei pannelli in materiale composito gentilmente messi a disposizione di due aziende che operano nel settore della nautica da diporto.

I risultati in sé rappresentano una novità assoluta nel settore e la buona convergenza con i risultati ottenuti numericamente, fa supporre una sufficiente affidabilità delle routine realizzate.

10.2 Possibili sviluppi

Il primo aspetto che sicuramente potrebbe essere affrontato è quello della ottimizzazione delle griglie di calcolo in relazione alle dimensioni del pannello da provare e in base al campo di frequenze che si intende investigare. Infatti, nel momento in cui ci siamo trovati ad operare con i pannelli delle dimensioni della finestra della facility, il nostro modello è andato un po' in crisi alle alte frequenze perché si aveva una griglia troppo fitta lungo il lato corto, e poco fitta nella direzione del lato lungo.

Un secondo filone potrebbe essere aperto verso una maggiore automazione della procedura. Per come è stata realizzata la procedura infatti, bisogna definire il pannello col Patran, eseguirne l'analisi modale col Nastran, far girare il programma Fortran e leggere e plottare i risultati col Matlab.

Per quanto riguarda le analisi sperimentali condotte sulla facility, si è notata una non totale oggettività dell'ancoraggio del pannello nel setto di prova che rende le prove non perfettamente ripetibili.

La realizzazione di un nuovo sistema di fissaggio dei pannelli risulta perlomeno auspicabile soprattutto nel caso di pannelli nautici che presentano in genere spessori più elevati rispetto a quelli aeronautici per i quali è stato realizzato il sistema di fissaggio.

Oltre alla grande possibilità di poter affiancare persone molto “avanti” nel settore, i buoni risultati ottenuti sono un buon motivo per “caldeggiare” nuove esperienze di collaborazione interdisciplinare con il Dipartimento di Progettazione Aeronautica.

La disponibilità del Dipartimento di Progettazione Aeronautica Dell’Università “Federico II” di Napoli, a far testare pannelli nautici, suggerirebbe la creazione di un database contenente informazioni acustiche di pannelli usati nella nautica da diporto avendo in tal modo uno strumento in più per la scelta dei materiali più opportuni.

Anche testare gli stessi materiali con trattamenti acustici superficiali (materiali viscoelastici) o con strati di materiali diversi sovrapposti potrebbe essere interessante per mostrare le combinazioni di layers più interessanti [16].

APPENDICE

A.1 Guida a i comandi utilizzati del Fortran

Questo paragrafo non vuole essere una guida all'uso del linguaggio di programmazione FORTRAN 90, ma ci è sembrato utile per completezza e semplicità di comprensione, dare una piccola panoramica sui comandi utilizzati nella costruzione dei programmi.

A.1.1 Introduzione, breve storia del Fortran e motivi della sua scelta

Il Fortran, è uno dei primi *linguaggi di programmazione*, essendo stato sviluppato, a partire dal 1954, da un gruppo di lavoro guidato da John Backus. Il primo manuale di riferimento per il programmatore del FORTRAN I, "*The FORTRAN automatic coding system for the IBM 704 EDPM*", scritto dallo stesso Backus, è del 1956). Il compilatore fu rilasciato nel 1957. Il Fortran è un linguaggio compilatore, linguaggio imperativo, con tipo di dato delle variabili, progettato principalmente per il calcolo scientifico e numerico. Il suo nome deriva da Formula Translation (o Translator), cioè traduzione/traduttore di formule (matematiche) in algoritmi computazionali. Grazie sia agli innumerevoli programmi applicativi sviluppati nel corso degli anni, sia alle sterminate librerie software (richiamabili anche da programmi scritti con altri linguaggi di programmazione), il Fortran è tuttora vivo e vegeto. Di esso esistono varianti per il calcolo parallelo (usate nel calcolo scientifico: simulazione di fluidi, interazioni fra particelle, previsioni meteorologiche, ecc.); inoltre, anche se progettato originariamente come programmazione procedurale, alcune sue versioni più recenti consentono di usare anche costrutti propri della programmazione orientata agli oggetti. Il primo compilatore FORTRAN fu sviluppato a partire dal 1954 per il calcolatore IBM 704 da un gruppo di lavoro guidato da John Backus. Il linguaggio fu usato su larga scala soprattutto per scrivere programmi che eseguivano molti calcoli matematici e questo incoraggiò i progettisti a creare compilatori che generavano codice molto veloce. L'inclusione del tipo di dato numero complesso rese poi il Fortran il linguaggio d'elezione nella comunità scientifica. Al giorno d'oggi vengono ancora progettati nuovi compilatori Fortran, con prestazioni sempre più alte. Non si deve dimenticare poi che molti progressi nella teoria e nel progetto dei compilatori sono proprio derivati dalla necessità di ottenere compilatori Fortran in grado di generare un "buon" codice.

In questo lavoro si è fatto ricorso a questo linguaggio per sfruttare la sua caratteristica di linguaggio compilato che a differenza dei linguaggi interpretati che hanno bisogno di un programma interprete per la loro esecuzione, trasforma il programma direttamente in linguaggio macchina con risparmio di memoria e grande efficienza *run time*.

Le istruzioni di un codice compilato, già in linguaggio macchina sono subito a disposizione del processore per l'elaborazione, mentre nel caso dei linguaggi interpretati il programma interprete deve analizzare la sintassi, identificare le azioni ed eseguirle (più memoria impegnata e minore velocità).

A.1.2 Nome del programma o sottoprogramma (*subroutine*)

Per l'attribuzione dei nomi possono essere usati caratteri fino ad un massimo di 31 tra lettere, cifre e underscore.

Le parentesi quadre [] sono usate per introdurre informazioni ausiliarie.

La sintassi dell'istruzione `program` e `end` è la seguente:

```
PROGRAM prova
      .....
      .....
      .....
END[ PROGRAM[prova] ]
```

Il fortran 90 non distingue tra lettere maiuscole e minuscole (cioè non è case sensitive) quindi la dichiarazione seguente è errata:

```
real :: a,A
```

e produce un errore in fase di compilazione.

A.1.3 Struttura di un programma

Un programma in fortran 90 è caratterizzato dalla seguente struttura:

1) Sezione dichiarativa

E' posizionata all'inizio e contiene istruzioni non eseguibili quali:

- nome del programma preceduto dal testo *program*;
- dichiarazione delle variabili.

2) Sezione esecutiva

Rappresenta il corpo del programma e contiene le istruzioni eseguibili necessarie per effettuare le operazioni per le quali il programma stesso è stato ideato.

3) Sezione conclusiva

Contiene le istruzioni che interrompono il programma quali:

- *stop* che interrompe il programma;
- *end program* che dice al compilatore che non c'è più nulla da compilare.

A.1.4 Caratteristiche fondamentali

Il formato libero consente che le istruzioni possano cominciare in qualsiasi punto della colonna. Le righe si possono estendere fino a 132 caratteri. Più di un'istruzione può essere disposta su una riga. Punto e virgola sono usati come delimitatore di campo per separare le istruzioni. Le osservazioni in linea sono permesse, cominciano con un punto di esclamazione e si estendono fino all'estremità della riga. Le istruzioni di continuazione sono

indicate tramite la disposizione di un segno & come ultimo carattere non in bianco nella riga che continua al rigo successivo. Sono consentite fino a 39 continuazioni. I nomi delle variabili possono raggiungere fino a 31 caratteri. I caratteri validi includono tutte le lettere, cifre ed il sottolineato. Il Nome di una variabile deve sempre cominciare con una lettera. Il Fortran 90 è case sensitive ma le istruzioni possono essere digitate come si vuole. Per rendere il codice più leggibile è consigliato indicare in grande i caratteri relativi alle istruzioni.

A.1.5 Espressioni logiche

Le forme simboliche degli operatori relazionali sono permesse:

```
.LT. < .GT. > .EQ. =  
.LE. <= .GE. > = .NE. / =
```

Le costruzioni di IF-ELSE possono essere chiamate fissando un'etichetta all'inizio del blocco:

```
nome: IF ( argomento logico ) THEN  
        istruzione  
      ELSE IF ( argomento logico ) THEN  
        istruzione  
      END IF nome
```

A.1.6 Cicli

Nel linguaggio Fortran 90 un ciclo che esegue un blocco di istruzioni un numero determinato di volte è detto ciclo iterativo.

I cicli DO possono avere una delle due forme:

```
[nome:] DO indice = inizio,fine,incremento  
        istruzione 1  
        istruzione 2  
        .....  
        istruzione n  
      END DO nome
```

oppure:

```
[nome:] DO indice = inizio,fine  
        istruzione 1  
        istruzione 2  
        .....  
        istruzione n  
      END DO nome
```

Nel secondo caso l'incremento sarà unitario.

Anche in questo caso l'etichetta nome è facoltativa. Nelle strutture di programma precedenti la variabile indice è una variabile intera utilizzata come contatore del ciclo iterativo, mentre le quantità intere inizio, fine e incremento sono i parametri del ciclo ed hanno il compito di controllare i

valori della variabile indice durante l'esecuzione del ciclo. Il parametro incremento è facoltativo; se `e omesso, viene impostato a 1. Le istruzioni comprese fra DO e END DO formano il corpo del ciclo iterativo e vengono eseguite ad ogni ripetizione del ciclo. Il meccanismo di funzionamento di un ciclo iterativo è:

- 1) Ciascuno dei tre parametri inizio, fine e incremento può essere una costante, una variabile o un'espressione. Se si tratta di variabili o espressioni, i loro valori vengono preventivamente calcolati prima dell'inizio del ciclo.
- 2) All'inizio dell'esecuzione del ciclo DO, il programma assegna il valore inizio alla variabile di controllo indice. Se $\text{indice} * \text{incremento} = \text{fine} * \text{incremento}$, il programma esegue le istruzioni all'interno del corpo del ciclo.
- 3) Dopo che le istruzioni del corpo del ciclo sono state eseguite, la variabile di controllo viene aggiornata nel modo seguente:
indice = indice + incremento
Se $\text{indice} * \text{incremento}$ risulta ancora inferiore a $\text{fine} * \text{incremento}$, il programma ripete le istruzioni contenute nel corpo del ciclo.
- 4) Il passaggio 2 viene ripetuto fino a quando $\text{indice} * \text{incremento} = \text{fine} * \text{incremento}$. Nel momento in cui questa condizione non risulta più vera, il controllo passa alla prima istruzione che si trova dopo la fine del ciclo (END DO).

L'esempio che segue permetterà di comprendere meglio il meccanismo esaminato nei passi precedenti.

```
DO i = 1, 100
    istruzione 1
    .....
    .....
    istruzione n
END DO
```

In questo caso, le istruzioni da 1 a n saranno eseguite 100 volte. L'indice del ciclo avrà il valore 100 durante l'ultimo passaggio del ciclo. Quando il controllo passa all'istruzione DO dopo il centesimo passaggio, l'indice del ciclo assumerà il valore 101. Visto che $101 * 1 > 100 * 1$, il controllo sarà trasferito alla prima istruzione che segue END DO.

A.1.7 Array monodimensionali e multidimensionali

La dimensione di un array monodimensionale può essere specificata da un'istruzione di specifica del tipo :

```
REAL, DIMENSION(10) :: A
```

```
INTEGER, DIMENSION(0:9) :: B
```

Qui, i due array A, B sono stati quotati con 10 scanalature di memoria.

L'indice dell'array reale A inizia da 1 mentre l'indice per l'array B parte da 0.

Il valore dei diversi elementi dell'array A può essere inizializzato a 1, 2, 3..., 10 da uno dei due metodi:

A = (/ 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10 /)

o,

A = (/ (I, I = 1, 10) /)

L'assegnazione dei valori di un array ad un altro è permessa a condizione che entrambi gli array in questione abbiano la stessa dimensione fisica. Per esempio:

B = A

assegna i valori precedentemente assegnati all' array di A all' array B.

Gli operatori e le funzioni applicate normalmente alle espressioni semplici possono anche essere applicati agli array che hanno lo stesso numero di elementi. Per esempio,

A = A + B C = 2*C

assegna all'elemento i-esimo di A il valore della somma degli elementi i-esimi degli array A e B. Similmente, all'elemento i-esimo della C è assegnato il valore uguale all'elemento i-esimo di A moltiplicato per 2.

Gli array multidimensionali possono essere dichiarati nel modo seguente:

REAL, DIMENSION(2,3) :: A

REAL, DIMENSION(0:1,0:2) :: B

INTEGER, DIMENSION(10,20,3) :: I

Il limite massimo sul Rank (il numero di dimensioni) di un array è 7. I valori degli elementi di un array multidimensionale possono essere assegnati in un modo simile a quello per la varietà unidimensionale.

Per esempio, i valori 1, 2, 3, 4, 5, 6 possono essere assegnati all'array bidimensionale A nel modo seguente:

A = (/ 1, 2, 3, 4, 5, 6 /)

Ciò assegna i valori dell'array di A nell'ordine della colonna simile alle regole di fortran 77. L'assegnazione dei valori di un array ad un altro array è permessa a condizione che entrambi gli array in questione abbiano la stessa dimensione fisica. Per esempio,

B = A

assegna i valori precedentemente assegnati all'array A all'array B.

Così come con gli array unidimensionali, gli operatori e le funzioni applicate normalmente alle espressioni semplici possono anche essere applicati agli array multidimensionali che hanno lo stesso numero di elementi.

A.1.8 Subprograms

Così come il fortran 77, il fortran 90 tiene conto di due tipi di subprograms:

(1) funzioni

(2) subroutine.

In generale, ci sono due forme di subprograms:

- (1) interno
- (2) esterno.

I subprograms interni sono quelle procedure che possono comparire nell'ambito del programma principale. I subprograms esterni sono quelli che compaiono in una sezione separata di programma dopo l'istruzione principale di END di programma. Questo tipo di subprogram hanno un tipo esplicito e sono indirizzati a restituire un valore.

I subprograms del tipo subroutine, non hanno tipo esplicito e restituiscono il multiplo o nessun valore con una chiamata di parametro CONTAINS ().

Poichè metteremo a fuoco i subprograms esterni, è essenziale l'utilizzo di una caratteristica del fortran 90 conosciuta come INTERFACE BLOCKS. Questo blocco `e una caratteristica di sicurezza che permette che programmi principali e subprograms esterni si connettano giustamente. Un INTERFACE BLOCKS si accerta che il programma chiamante ed il subprogram abbiano il numero ed il tipo corretti di argomenti. Ciò aiuta il compilatore a rilevare l'uso errato di un subprogram . Un INTERFACE BLOCK consiste di:

1. Il numero di argomenti
2. il tipo di ogni argomento
3. che tipo del value(s) ha restituito il subprogram

A.1.9 Istruzione WRITE

L'istruzione WRITE formattata permette di scrivere il contenuto di una variabile secondo un preventivato formato. Un esempio è il seguente:

```
WRITE (*,10) j,var 10 FORMAT ("L'iterazione",I3,"ha  
fornito il seguente risultato",F7.3)
```

La parentesi (*,10) indica di scrivere a video (*) con formato 10 (10 è l'etichetta del formato),è importante che tale etichetta non sia stata già utilizzata. Il formato scelto prevede del testo per indicare il significato dei valori e dei descrittori di formato che indicano in che modo devono essere espressi i valori delle variabili.

A.1.10 Istruzione READ

L'istruzione READ formattata permette di leggere uno o più dati dal buffer di input. L'unità nella quale andare a leggere i dati è specificata dall'apposito numero presente nell'istruzione:

```
READ(*,10) var 10 FORMAT (5X, I3)
```

si ordina di leggere da video (è presente l'asterisco) saltando le prime 5 colonne del buffer di input e le seguenti 3 colonne devono essere considerate come un numero intero. Al posto del * poteva trovarsi ad esempio il numero 1 allora si sarebbe eseguita l'operazione di lettura sull'unità 1.

A.1.11 Istruzione OPEN e CLOSE

L'istruzione OPEN associa un file ad un numero di unità i/o. Ha la seguente forma:

OPEN (elenco clausole)

L'elenco delle clausole è il seguente:

- 1) UNIT = num
Indica il numero di unità i/o da associare al file, num è un numero intero non negativo.
- 2) FILE = nome
Specifica il nome del file da aprire.
- 3) STATUS = stato
Specifica lo stato del file da aprire, dove stato può essere:
OLD , NEW , REPLACE , SCRATCH , UNKNOWN
- 4) ACTION = spec
Specifica se il file deve essere aperto soltanto in lettura, in scrittura o in entrambe le modalità. Dove spec può essere:
READ , WRITE , READWRITE
- 5) IOSTAT = var
Specifica il nome di una variabile intera in cui può essere restituito lo stato dell'operazione OPEN. Dove var è un intero, se l'operazione OPEN ha successo $var = 0$ altrimenti $var > 0$.

L'istruzione CLOSE chiude l'unità e libera il numero associato ad essa:

CLOSE (elenco clausole)

Se non viene utilizzata nel corso del programma il file viene automaticamente chiuso al termine dello stesso.

A.1.12 Descrittori di formato

- 1) Il descrittore I

E' utilizzato per controllare la rappresentazione dei numeri interi.

La forma generale è:

rIw oppure $rIw.m$

dove r, w e m sono indicati nella tabella seguente:

c	Numero di colonna
d	Numero di cifre
a	destra del punto decimale
m	Numero minimo di cifre da stampare
n	Numero di spazi da saltare
r	Fattore di ripartizione: specifica il numero di volte che un descrittore deve essere utilizzato
w	Larghezza di campo: numero di caratteri da utilizzare

- 2) Il descrittore F

Controlla il formato dei numeri reali:

$$rFw.d$$

dove r,w e d sono indicati nella tabella. Quindi il formato:

$$2F8.3$$

indica di ripetere per due variabili il formato di numero reale con l'utilizzo di 8 caratteri di cui 3 a destra del punto.

3) Il descrittore E

Viene utilizzato per rappresentare i numeri nel formato esponenziale; ha una forma del tipo:

$$rEw.d$$

dove r,w e d sono indicati nella tabella 1. Ad esempio:

$$E15.5$$

indica di rappresentare il numero in notazione esponenziale con 15 caratteri di cui 5 a destra del punto;

Quindi se dovessimo rappresentare il numero 5.28939E6 con il formato precedente avremmo:

- 1 carattere per il segno della mantissa;
- 2 caratteri per lo zero ed il punto decimale;
- 5 caratteri per la mantissa;
- 1 carattere per la lettera E;
- 1 carattere per il segno dell'esponente;
- 2 caratteri per l'esponente;

per un totale di 12 caratteri.

$$w \geq d+7$$

4) Il descrittore ES

Viene utilizzato per rappresentare i numeri nella notazione scientifica standard. Infatti il descrittore E esprime il numero come un valore compreso tra 0.1 e 1.0 per una potenza di 10, mentre ES esprime il numero come un valore compreso tra 1.0 e 10.0 per una potenza di 10. La sua forma è:

$$rESw.d$$

5) Il descrittore L

Viene utilizzato per rappresentare i dati logici, la sua forma è:

$$rLw$$

dove r,w sono indicati nella tabella. Può indicare solo T o F.

6) Il descrittore A

Viene utilizzato per rappresentare testi, ed ha la seguente forma:

$$rA \text{ o } rAw$$

dove r,w sono indicati nella tabella.

A.2 Listato Fortran 90: software “*pannello_analitico*”

Listato Programma FORTRAN: fornisce i valori che serviranno alla elaborazione dei grafici della TL relativa alla legge di massa e alla trattazione discreta, del coefficiente di trasmissione, dell'efficienza di radiazione e della potenza acustica radiata dal pannello e dal pistone equivalente.

```
=====
PROGRAM PANNELLO_ANALITICO

IMPLICIT NONE
INTEGER :: i,j,k,w,h,t,s,nl,freqmax,nodix,nodiy,noditot,imx,imy,moditot
REAL ::
r,g,p,q,xx,yy,pi,eta,n,ca,p1,p2,p3,p4,p5,p6,ro,potenza1,potenza2,
potenza3,pigrinc,mgen
REAL ::
a,b,deltax,deltay,Arif,press,i1,i2,j1,j2,hh,roa,E,ni,D0,xmax,imax,tmb

!QUESTO FILE CALCOLA LA TRASMISSION LOSS TL DISCRETA
!PER UN PANNELLO IN ALLUMINIO AVENTE DIMENSIONI IN METRI 0.356 x 0.203
!x 0.00120
!N.B. QUESTO PROGRAMMA E' STATO SCRITTO PER UNA GRIGLIA DEL PANNELLO
!CON 25 NODI LUNGO L'ASSE X E 15 LUNGO QUELLO Y, E PER VALORI PRECISI
!DEGLI INDICI MODALI
!IMX=7 E IMY 7 IN MANIERA TALE DA AVERE 375 NODITOT DELLA GRIGLIA E 49
!MODI DI VIBRARE ANALIZZATI.
!INFINE IL RANGE DI FREQUENZE DI INTERESSE E' PARI A 5000 HZ

!DICHIARAZIONE DEGLI ARRAY UNIDIMENSIONALI E BIDIMENSIONALI

REAL,DIMENSION (375,49) :: fi
REAL,DIMENSION (375) :: area
REAL,DIMENSION (375) :: fest
REAL,DIMENSION (49) :: c
REAL,DIMENSION (375) :: x
REAL,DIMENSION (375) :: y
REAL,DIMENSION (49) :: aa
REAL,DIMENSION (49) :: bb
REAL,DIMENSION (375,375) :: zzh
REAL,DIMENSION (375,49) :: cfi
REAL,DIMENSION (375,375) :: rr
REAL,DIMENSION (375,375) :: rreal
REAL,DIMENSION (375,375) :: qq
INTEGER,DIMENSION (5000) :: fr
REAL,DIMENSION (5000) :: omega
REAL,DIMENSION (5000) :: omega2
REAL,DIMENSION (5000) :: omega4
REAL,DIMENSION (49) :: omeganat
REAL,DIMENSION (49) :: freqnat
REAL,DIMENSION (49) :: omeganat2
REAL,DIMENSION (49) :: etaomeganat2
REAL,DIMENSION (375,2) :: coord
REAL,DIMENSION (49,3) :: hhs
REAL,DIMENSION (225,3) :: hhsb
REAL,DIMENSION (5000) :: ka
REAL,DIMENSION (5000) :: pigr
```

```

REAL,DIMENSION (5000) :: pigrpist
REAL,DIMENSION (5000) :: sigma
REAL,DIMENSION (5000) :: TLml
REAL,DIMENSION (5000) :: tau
REAL,DIMENSION (5000) :: t1

!IMMISSIONE DELLE COSTANTI VELOCITA' DEL SUONO IN ARIA, PI GRECO,
!DENSITA DEL PANNELLO E DELL'ARIA, MODULO DI ELASTICITA, DI POISSON,
!SMORZAMENTO E FREQUENZA MASSIMA

ni=0.33
E=7.1E10
ca=340.
pi=3.14159
roa=1.225
ro=2785
eta=0.03
press=1
freqmax=5000

!PARTE DEL SOFTWARE DEDICATA ALLA DEFINIZIONE E
!ALLA DISCRETIZZAZIONE DEL PANNELLO CHE RESTITUISCE
!I VALORI DELLA GRIGLIA DI CALCOLO

!IMMISSIONE DIMENSIONI DEL PANNELLO
a=0.356
b=0.203
hh=0.00120
ngen=ro*(a*b*hh/4)
nodix=25
nodi y=15
noditot=nodix*nodi y
deltax=a/(nodix-1)
deltay=b/(nodi y-1)

!CALCOLO DELLA RIGIDEZZA FLESSIONALE DELLA PIASTRA

D0=(E*hh*hh*hh)/(12*(1-(ni*ni)))

!IMMISSIONE DEL NUMERO DEI MODI DI VIBRARE PRESI IN COSIDERAZIONE
imx=7
imy=7
moditot=imx*imy

!CALCOLO DEL VETTORE FORZANTE I CUI ELEMENTI SONO DATI DAL PRODOTTO
!DELLA PRESSIONE UNITARIA PER L'AREA ELEMENTARE Arif

arif=(a*b)/((nodix-1)*(nodi y-1))

DO i=1,noditot
  area(i)=arif
END DO

DO i=1,noditot
  fest(i)=2*press*area(i)
END DO

!IN QUESTA PARTE DEL SOFTWARE SI PROCEDE ALLA COSTRUZIONE DI DUE
!MATRICI LA PRIMA, COORD, RISULTA COMPOSTA DA DUE COLONNE E DA UN
!NUMERO !DI RIGHE PARI AL NUMERO TOTALE DEI NODI DELLA GRIGLIA DI

```


!CALCOLO (NEL NOSTRO CASO IL VALORE DI NODITOT), LA SECONDA, HHS, HA LO
 !STESSO NUMERO DI COLONNE, MA UN NUMERO DI RIGHE PARI AL NUMERO DEI
 !MODI DI VIBRARE CONSIDERATI

```

      DO i1=1,nodix
        DO i2=1,nodiy
          coord((i1-1)*nodiy+i2,1)=(i1-1)*deltax
        END DO
      END DO

      DO i1=1,nodix
        DO i2=1,nodiy
          coord((i1-1)*nodiy+i2,2)=(i2-1)*deltay
        END DO
      END DO

      DO i1=1,15
        DO i2=1,15
          hhsb((i1-1)*15+i2,1)=i1
        END DO
      END DO

      DO i1=1,15
        DO i2=1,15
          hhsb((i1-1)*15+i2,2)=i2
        END DO
      END DO

      DO i1=1,15
        DO i2=1,15
          hhsb((i1-1)*15+i2,3)=(SQRT(D0/(ro*hh))*(((pi*i1/a)*(pi*i1/a))+
            ((pi*i2/b)*(pi*i2/b))))
        END DO
      END DO

      DO i=1,225-1
        xmax=10E10
        imax=i
        DO j=i,225
          IF(hhsb(j,3).lt.xmax)THEN
            xmax=hhsb(j,3)
            imax=j
          END IF
        END DO
        DO k=1,3
          tmb=hhsb(i,k)
          hhsb(i,k)=hhsb(imax,k)
          hhsb(imax,k)=tmb
        END DO
      END DO

      DO j=1,moditot
        DO I=1,3
          hhs(j,i)=hhsb(j,i)
        END DO
      END DO

```

!IL PROSSIMO STEP RAPPRESENTA LA MATRICE DEI MODI DI VIBRARE CHE HA UN
 !NUMERO DI RIGHE PARI AL NUMERO DEI PUNTI DELLA GRIGLIA DI CALCOLO E UN
 !NUMERO DI COLONNE PARI AL NUMERO DEI MODI DI VIBRARE CONSIDERATI

```

DO i=1,noditot
  DO j=1,moditot

fi(i,j)=sin((coord(i,1)*pi*hhs(j,1))/a)*sin((coord(i,2)*pi*hhs(j,2))/b)

  END DO
END DO

```

!LA MATRICE RR CALCOLATA IN QUESTA FASE PERCHE INDIPENDENTE DALLA
!FREQUENZA COME LE PRECEDENTI FORNISCE LE DISTANZE TRA I VARI PUNTI
!CONSIDERATI DELLA GRIGLIA DI CALCOLO. E UNA MATRICE QUADRATA DI
!DIMENSIONE PARI AL NUMERO DEI PUNTI DELLA GRIGLIA DI CALCOLO

```

DO i=1,noditot
  DO j=1,noditot
    if (i.eq.j) then
      rr(i,j)=0
    else
      rr(i,j)=sqrt((coord(i,1)-coord(j,1))*(coord(i,1)-
coord(j,1))+(coord(i,2)-coord(j,2))*(coord(i,2)-coord(j,2)))
    end if
  END DO
END DO

```

!I VALORI DELL ARRAY UNIDIMENSIONALE C SONO DI COMODO SCATURITI DALLA
!SEMPLIFICAZIONE FATTA A TAVOLINO DEL CALCOLO MATRICIALE COMPLETO CHE
!STA ALLA BASE DEL FENOMENO.
!HA DIMENSIONE PARI AL NUMERO DEI MODI DI VIBRARE

```

DO i=1,moditot
  r=0
  DO j=1,noditot
    g=fi(j,i)*fest(j)
    r=r+g
  END DO
  c(i)=r
END DO

```

!I VALORI DELL ARRAY BIDIMENSIONALE CFI SONO DI COMODO SCATURITI DALLA
!SEMPLIFICAZIONE FATTA A TAVOLINO DEL CALCOLO MATRICIALE COMPLETO CHE
!STA ALLA BASE DEL FENOMENO.
!HA DIMENSIONE PARI ALLA TRASPOSTA DI FI

```

DO i=1,noditot
  DO j=1,moditot
    cfi(i,j)=c(j)*fi(i,j)
  END DO
END DO

```

!A QUESTO PUNTO VENGONO CHIESTE IN INGRESSO LE FREQUENZE NATURALI CHE
!ECCITANO I MODI PROPRI DEL PANNELLO E CHE SONO IL RISULTATO
!DELL'ELABORAZIONE AGLI ELEMENTI FINITI.
!(FARE ATTENZIONE ALL'ORDINE DI IMMISSIONE).
!IN QUESTO CASO LE FREQUENZE NATURALI SONO STATE CALCOLATE IN MANIERA
!ANALITICA E SONO PRESENTI IN ORDINE CRESCENTE NELLA TERZA COLONNA
!DELLA MATRICE HHS

```

DO i=1,moditot
  freqnat(i)=hhs(i,3)/(2*pi)
  omeganat(i)=hhs(i,3)
END DO

```

```

DO i=1,moditot
    omeganat2(i)=omeganat(i)*omeganat(i)
END DO

!QUI SI DECIDE L INTERVALLO DI FREQUENZA DI ANALISI IN HZ

DO i=1,freqmax
    FR(i)=i
END DO

DO i=1,freqmax
    omega(i)=2*pi*fr(i)
    omega2(i)=omega(i)*omega(i)
    omega4(i)=omega(i)*omega(i)*omega(i)*omega(i)
END DO

DO i=1,moditot
    etaomeganat2(i)=eta*omeganat2(i)
END DO

!I VETTORI AA E BB SONO VETTORI CHE HANNO UN NUMERO DI ELEMENTI PARI AL
!NUMERO DEI MODI DI VIBRARE CHE VARIANO PER OGNI VALORE DELLA
!PULSAZIONE ALL'INTERNO DEL RANGE DI FREQUENZE DI STUDIO.
!LA MATRICE ZZH E UNA MATRICE SIMMETRICA DI DIMENSINO PARI AL NUMERO
!DEI NODI DELLA GRIGLIA DI CALCOLO
!IL PRODOTTO DEGLI ELEMENTI OMOLOGHI DELLE MATRICI ZZH E QQ,
!MOLTIPLICATI PER UN OPPORTUNO COEFFICIENTE
!DIPENDENTE DALLA PULSAZIONE ALLA QUARTA POTENZA, PI GRECO, VELOCITA'
!DEL SUONO E DENSITA' DELL'ARIA
!FORNISCE LA CORRISPONDENTE ALIQUOTA DI POTENZA TRASMESSA DAL PANNELLO
!VIBRANTE.
!I VALORI DEL VETTORE PIGR SONO QUELLI CERCATI E SONO RELATIVI AD OGNI
!VALORE DI FREQUENZA.

```

```

DO k=1,freqmax
    n=0
    p1=0
    n1=0
    p3=0
    p6=0
    DO i=1,noditot
        p=0
        q=0
        DO j=1,moditot
            aa(j)=(1/mgen)*((omeganat2(j)-
omega2(k))/((omeganat2(j)-omeganat2(k))*(omeganat2(j)-
omega2(k)))+(etaomeganat2(j)*etaomeganat2(j))))
            bb(j)=(1/mgen)*(etaomeganat2(j))/((omeganat2(j)-
omega2(k))*(omeganat2(j)-omeganat2(k)))+(etaomeganat2(j)*etaomeganat2(j)))
            xx=cfi(i,j)*aa(j)
            p=p+xx
            yy=cfi(i,j)*bb(j)
            q=q+yy
        END DO
        x(i)=p
        y(i)=q
        DO t=1,i
            IF (i.eq.t) THEN

```

```

        zzh(i,t)=x(t)*x(i)+y(t)*y(i)
    ELSE
        zzh(i,t)=2*(x(t)*x(i)+y(t)*y(i))
    END IF
    zzh(t,i)=zzh(i,t)
    END DO
    ka(k)=omega(k)/CA
    DO s=1,noditot
        IF (i.eq.s) THEN
            rreal(i,s)=1
        ELSE
            rreal(i,s)=SIN(ka(k)*rr(i,s))/(ka(k)*rr(i,s))
        END IF
    END DO
    DO w=1,noditot
        qq(i,w)=area(i)*rreal(i,w)*area(w)
    END DO
    p2=zzh(i,i)*qq(i,i)
    p1=(p1+p2)
    potenzal=(roa*omega4(k)/(4*pi*ca))*p1
    DO h=i+1,noditot
        p4=zzh(i,h)*qq(i,h)
        p3=(p3+p4)
        potenza2=(roa*omega4(k)/(4*pi*ca))*p3
    END DO
    p5=zzh(i,i)*area(i)
    p6=(p6+p5)
    potenza3=(0.5*roa*ca*omega2(k))*p6
    END DO
    pigr(k)=potenzal+potenza2
    pigrpist(k)=potenza3
    sigma(k)=pigr(k)/pigrpist(k)
    pigrinc=(noditot*press*deltax*deltay)/(2*roa*ca)
    tau(k)=pigr(k)/pigrinc
    t1(k)=10*(LOG10(1/tau(k)))
END DO
    j1=ro*hh*pi
    j2=roa*ca
    DO k=1,freqmax
        t1ml(k)=20*LOG10(1+((omega(k)*ro*hh)/(2*j2)))
    END DO
    OPEN(UNIT=7, FILE='C:\Documents and Settings\ing. Fabio
Russo\Desktop\PANNELLO ANALITICO.txt',ACTION='WRITE', STATUS='NEW')

    GOTO 100
100 CONTINUE
    WRITE(7,150)
150 FORMAT(7x, 'ARRAY_SIGMA')
    DO 114 k=1,freqmax
        WRITE(7,170)(SIGMA(k))
170 FORMAT (E10.4)
114 CONTINUE

    WRITE(7,190)
190 FORMAT(7x, 'ARRAY_fr' )
    DO 115 k=1,freqmax
        WRITE(7,210)(fr(k))
210 FORMAT (I9.0)
115 CONTINUE
    GOTO 200
200 CONTINUE

```

```

        WRITE(7,230)
230  FORMAT (7x, 'ARRAY_TLml')
        DO 116 k=1,freqmax
        WRITE(7,170)(TLml(k))
116  CONTINUE
        GOTO 300
300  CONTINUE

        WRITE(7,270)
270  FORMAT (7x, 'ARRAY_tau')
        DO 117 k=1,freqmax
        WRITE(7,170)(tau(k))
117  CONTINUE
        GOTO 400
400  CONTINUE

        WRITE(7,310)
310  FORMAT (7x, 'ARRAY_TRASM_LOSS')
        DO 118 k=1,freqmax
        WRITE(7,170)(TL(k))
118  CONTINUE
        GOTO 500
500  CONTINUE

        WRITE(7,350)
350  FORMAT (7x, 'ARRAY_pigr')
        DO 119 k=1,freqmax
        WRITE(7,170)(pigr(k))
119  CONTINUE
        GOTO 600
600  CONTINUE

        WRITE(7,390)
390  FORMAT (7x, 'ARRAY_pigrpist')
        DO 120 k=1,freqmax
        WRITE(7,170)(pigrpist(k))
120  CONTINUE

```

END PROGRAM PANNELLO_ANALITICO

=====

A.3 Listato Matlab: Post processor dati “read”

```
=====
[fn,pn]=uigetfile('C:\MATLAB6p5\work\*.??','Output from nastran
computation');
file_name=[pn fn];
fid=fopen(file_name,'r+');

%**** primo vettore ****
tline = fgetl(fid);
A=tline(8:length(tline));
for i=1:5000;
    tline=fgetl(fid);
    c=str2num(tline);
    B(i)=c;
end
assignin('base',A,B);

%**** secondo vettore ****
tline = fgetl(fid);
C=tline(8:length(tline));
for i=1:5000;
    tline=fgetl(fid);
    c=str2num(tline);
    B(i)=c;
end
assignin('base',C,B);

%**** terzo vettore ****
tline = fgetl(fid);
D=tline(8:length(tline));
for i=1:5000;
    tline=fgetl(fid);
    c=str2num(tline);
    B(i)=c;
end
assignin('base',D,B);

%**** quarto vettore ****
tline = fgetl(fid);
E=tline(8:length(tline));
for i=1:5000;
    tline=fgetl(fid);
    c=str2num(tline);
    B(i)=c;
end
assignin('base',E,B);

%**** quinto vettore ****
tline = fgetl(fid);
F=tline(8:length(tline));
for i=1:5000;
    tline=fgetl(fid);
    c=str2num(tline);
    B(i)=c;
end
assignin('base',F,B);

%**** sesto vettore ****
```

```

tline = fgetl(fid);
G=tline(8:length(tline));
for i=1:5000;
    tline=fgetl(fid);
    c=str2num(tline);
    B(i)=c;
end
assignin('base',G,B);

%**** settimo vettore ****
tline = fgetl(fid);
H=tline(8:length(tline));
for i=1:5000;
    tline=fgetl(fid);
    c=str2num(tline);
    B(i)=c;
end
assignin('base',H,B);

%***** plotting *****
figure(1)
semilogx(ARRAY_fr,ARRAY_SIGMA)
title('Efficienza di radiazione'),grid
%AXIS([0 6000 YMIN YMAX])

figure(2)
hold on
semilogx(ARRAY_fr,ARRAY_TLm1),grid

figure(3)
semilogy(ARRAY_tau)
title('Coefficiente di trasmissione'),grid

figure(2)
semilogx(ARRAY_fr,ARRAY_TRASM_LOSS,'r')
title('ARRAY TRASM LOSS'),grid on
legend('TLm1','Trasmission loss')

figure(4)
semilogy(ARRAY_pigr)
title('Potenza radiata'),grid

figure(4)
hold on
semilogy(ARRAY_pigrpist,'r')
title('Potenza equivalente'),grid
legend('Potenza radiata','Potenza pistone equivalente')
%AXIS([0 5000 10^-6 10^2])

fclose (fid)

```

A.4 Listato Fortran 90: software "REPORT"

Questo listato serve ad estrapolare i valori delle frequenze naturali calcolate in maniera analitica e con l'ausilio del Nastran in formato .txt che consente un rapido confronto.

```
=====
PROGRAM REPORT
```

```
IMPLICIT NONE
INTEGER :: i,j,k,nodix,nodiy,noditot,imx,imy,moditot
REAL :: pi,ca,ro,mgen
REAL :: a,b,deltax,deltay,i1,i2,hh,roa,E,ni,D0,xmax,imax,tmb
```

```
!N.B. QUESTO PROGRAMMA E' STATO SCRITTO PER UNA GRIGLIA DEL PANNELLO
!CON 25 NODI LUNGO L'ASSE X E 15 LUNGO QUELLO Y, E PER VALORI PRECISI
!DEGLI INDICI MODALI IMX=7 E IMY 7 IN MANIERA TALE DA AVERE 375 NODITOT
!DELLA GRIGLIA E 49 MODI DI VIBRARE ANALIZZATI.
!INFINE IL RANGE DI FREQUENZE DI INTERESSE E' PARI A 5000 HZ
```

```
!DICHIARAZIONE DEGLI ARRAY UNIDIMENSIONALI E BIDIMENSIONALI
```

```
REAL,DIMENSION (49) :: omeganat
REAL,DIMENSION (49) :: omeganat9
REAL,DIMENSION (49) :: eigenv
REAL,DIMENSION (49) :: freqnat
REAL,DIMENSION (49) :: freqnat9
REAL,DIMENSION (375,2) :: coord
REAL,DIMENSION (49,3) :: hhs
REAL,DIMENSION (225,3) :: hhsb
```

```
CALL LEGGERE2(eigenv,omeganat9,freqnat9)
```

```
!DICHIARAZIONE DELLE COSTANTI VELOCITA' DEL SUONO IN ARIA, PI GRECO,
!DENSITA' DEL PANNELLO E DELL'ARIA
```

```
ni=0.33
E=7.1E10
ca=340.
pi=3.14159
roa=1.225
ro=2785
```

```
!IMMISSIONE DELLE DIMENSIONI DEL PANNELLO
```

```
a=0.356
b=0.203
hh=0.00120
mgen=ro*(a*b*hh/4)
```

```
!CALCOLO DELLA GRIGLIA
```

```
nodix=25
nodiy=15
noditot=nodix*nodiy
deltax=a/(nodix-1)
deltay=b/(nodiy-1)
```


!CALCOLO DELLA RIGIDEZZA FLESSIONALE DELLA PIASTRA

D0=(E*hh*hh*hh)/(12*(1-(ni*ni)))

!I MODI DI VIBRARE PRESI IN COSIDERAZIONE

imx=7

imy=7

moditot=imx*imy

!IN QUESTA PARTE DEL SOFTWARE SI PROCEDE ALLA COSTRUZIONE DI DUE
!MATRICI LA PRIMA, COORD, RISULTA COMPOSTA DA DUE COLONNE E DA UN
!NUMERO DI RIGHE PARI AL NUMERO TOTALE DEI NODI DELLA GRIGLIA DI
!CALCOLO (NEL NOSTRO CASO IL VALORE DI NODITOT), LA SECONDA, HHS, HA LO
!STESSO NUMERO DI COLONNE, MA UN NUMERO DI RIGHE PARI AL
!NUMERO DEI MODI DI VIBRARE CONSIDERATI

DO i1=1,nodix

DO i2=1,nodiy

coord((i1-1)*nodiy+i2,1)=(i1-1)*deltax

END DO

END DO

DO i1=1,nodix

DO i2=1,nodiy

coord((i1-1)*nodiy+i2,2)=(i2-1)*deltay

END DO

END DO

DO i1=1,15

DO i2=1,15

hhsb((i1-1)*15+i2,1)=i1

END DO

END DO

DO i1=1,15

DO i2=1,15

hhsb((i1-1)*15+i2,2)=i2

END DO

END DO

DO i1=1,15

DO i2=1,15

hhsb((i1-1)*15+i2,3)=

(SQRT(D0/(ro*hh))*((pi*i1/a)*(pi*i1/a))+((pi*i2/b)*(pi*i2/b))))

END DO

END DO

DO i=1,225-1

xmax=10E10

imax=i

DO j=i,225

IF(hhsb(j,3).lt.xmax)THEN

xmax=hhsb(j,3)

imax=j

END IF

END DO

DO k=1,3

tmb=hhsb(i,k)

hhsb(i,k)=hhsb(imax,k)

```

        hhsb(imax,k)=tmb
    END DO
END DO

DO j=1,moditot
    DO I=1,3
        hhs(j,i)=hhsb(j,i)
    END DO
END DO

DO i=1,moditot
    freqnat(i)=hhs(i,3)/(2*pi)
    omeganat(i)=hhs(i,3)
END DO

OPEN(UNIT=7, FILE='C:\Documents and Settings\ing. Fabio
Russo\Desktop\FREQNATURALI.txt',ACTION='WRITE', STATUS='old')

    GOTO 100
100 CONTINUE
    WRITE(7,150)
150 FORMAT(7x, 'freqnat')
    DO 114 k=1,moditot
        WRITE(7,170)(freqnat(k))
170 FORMAT (F10.4)
114 CONTINUE

    GOTO 110
110 CONTINUE
    WRITE(7,210)
210 FORMAT(7x, 'freqnat9')
    DO 115 k=1,moditot
        WRITE(7,190)(freqnat9(k))
190 FORMAT (F10.4)
115 CONTINUE

END PROGRAM REPORT

SUBROUTINE LEGGERE2(eigenenv,omeganat9,freqnat9)
    IMPLICIT NONE
    INTEGER ::j,i,k
    REAL::pi
    CHARACTER::NULLA1,nulla
    CHARACTER,DIMENSION(15)::STUP
    CHARACTER,DIMENSION(12)::MODE
    INTEGER,DIMENSION(49)::NUMMODE
    REAL,DIMENSION(49)::EIGENV
    REAL,DIMENSION(49)::omeganat9
    REAL,DIMENSION(49)::freqnat9

OPEN(UNIT=1, FILE='C:\WINDOWS\Temp\piastranastran.pch', ACTION='read',
STATUS='OLD')

    pi=3.14159
    DO I=1,49
        DO 101 J=757*(I-1)+1,757*(I-1)+6
            READ(1,180) NULLA
            180 FORMAT(A80,2A1)
        101 CONTINUE

```

```

      J=757*(I-1)+7
      READ(1,181)STUP,EIGENV(I),MODE,NUMMODE(I)
181  FORMAT(15A1,E13.0,12A1,I3)

      DO 102 J=8,757
        READ(1,182) NULLA1
        182 FORMAT (A100)
      102 CONTINUE
END DO

      DO k=1,49
        omeganat9(k)=sqrt(eigenv(k))
        freqnat9(k)=omeganat9(k)/(2*pi)
      END DO

END SUBROUTINE LEGGERE2

```

```
=====
```

A.5 Listato Fortran 90: software “*nastranisotropic*”

```
=====

!QUESTO FILE CALCOLA LA TRASMISSION LOSS TL DISCRETA PER UN PANNELLO
!IN ALLUMINIO AVENTE DIMENSIONI IN METRI 0.356 x 0.203 x 0.00120

PROGRAM NASTRANISOTROPIC

IMPLICIT NONE
INTEGER :: i,j,k,w,h,t,s,n1,freqmax,nodix,nodiy,noditot,imx,imy,moditot
REAL :: r,g,p,q,xx,yy,pi,eta,n,ca,p1,p2,p3,p4,p5,p6,ro,
        potenzal,potenza2,potenza3,pigrinc,mgen
REAL :: a,b,deltax,deltay,Arif,press,il,i2,j2,hh,roa,ni

!N.B. QUESTO PROGRAMMA E' STATO SCRITTO PER UNA GRIGLIA DEL PANNELLO
!CON 25 NODI LUNGO L'ASSE X E 15 LUNGO QUELLO Y, E PER VALORI PRECISI
!DEGLI INDICI MODALI IMX=7 E IMY 7 IN MANIERA TALE DA AVERE 375 NODITOT
!DELLA GRIGLIA E 49 MODI DI VIBRARE ANALIZZATI.
!INFINE IL RANGE DI FREQUENZE DI INTERESSE E' PARI A 5000 HZ

!DICHIARAZIONE DEGLI ARRAY UNIDIMENSIONALI E BIDIMENSIONALI

REAL,DIMENSION (375,49) :: fi
REAL,DIMENSION (375) :: area
REAL,DIMENSION (375) :: fest
REAL,DIMENSION (49) :: c
REAL,DIMENSION (375) :: x
REAL,DIMENSION (375) :: y
REAL,DIMENSION (49) :: aa
REAL,DIMENSION (49) :: bb
REAL,DIMENSION (375,375) :: zzh
REAL,DIMENSION (375,49) :: cfi
REAL,DIMENSION (375,375) :: rr
REAL,DIMENSION (375,375) :: rreal
REAL,DIMENSION (375,375) :: qq
INTEGER,DIMENSION (5000) :: fr
REAL,DIMENSION (5000) :: omega
REAL,DIMENSION (5000) :: omega2
REAL,DIMENSION (5000) :: omega4
REAL,DIMENSION (49) :: omeganat
REAL,DIMENSION (49) :: freqnat
REAL,DIMENSION (49) :: omeganat2
REAL,DIMENSION (49) :: etaomeganat2
REAL,DIMENSION (375,2) :: coord
REAL,DIMENSION (5000) :: ka
REAL,DIMENSION (5000) :: pigrx
REAL,DIMENSION (5000) :: pigrpist
REAL,DIMENSION (5000) :: sigma
REAL,DIMENSION (5000) :: TLml
REAL,DIMENSION (5000) :: tau
REAL,DIMENSION (5000) :: tl
REAL,DIMENSION (49) :: eigenv
```

```

!RICHIAMO DELLE SUBROUTINE
CALL LEGGERE(fi)
CALL LEGGERE2(eigenv,omeganat,freqnat)

!IMMISSIONE DELLE COSTANTI VELOCITA' DEL SUONO IN ARIA, PI GRECO,
!DENSITA' DEL PANNELLO E DELL'ARIA

ni=0.33
ca=340.
pi=3.14159
roa=1.225
ro=2785
eta=0.03

!PARTE DEL SOFTWARE DEDICATA ALLA DEFINIZIONE E ALLA DISCRETIZZAZIONE
!DEL PANNELLO CHE RESTITUISCE I VALORI DELLA GRIGLIA DI CALCOLO

!IMMISSIONE DIMENSIONI DEL PANNELLO
a=0.356
b=0.203
hh=0.0012
mgen=ro*(a*b*hh/4)
nodix=25
nodi y=15
noditot=nodix*nodi y
deltax=a/(nodix-1)
deltay=b/(nodi y-1)

!IMMISSIONE DEL NUMERO DEI MODI DI VIBRARE PRESI IN COSIDERAZIONE
imx=7
imy=7
moditot=imx*imy

!CALCOLO DEL VETTORE FORZANTE I CUI ELEMENTI SONO DATI DAL PRODOTTO
!DELLA PRESSIONE UNITARIA PER L'AREA ELEMENTARE Arif

arif=(a*b)/((nodix-1)*(nodi y-1))

DO i=1,noditot
    area(i)=arif
END DO

press=1

DO i=1,noditot
    fest(i)=2*press*area(i)
END DO

!IN QUESTA PARTE DEL SOFTWARE SI PROCEDE ALLA COSTRUZIONE DELLA MATRICE
!COORD CHE RISULTA COMPOSTA DA DUE COLONNE E DA UN NUMERO DI RIGHE PARI
!AL NUMERO TOTALE DEI NODI DELLA GRIGLIA DI CALCOLO (NEL NOSTRO CASO IL
!VALORE DI NODITOT

DO i1=1,nodix
    DO i2=1,nodi y
        coord((i1-1)*nodi y+i2,1)=(i1-1)*deltax
    END DO
END DO

DO i1=1,nodix
    DO i2=1,nodi y

```

```

        coord((i1-1)*nodi2+i2,2)=(i2-1)*deltay
    END DO
END DO

!LA MATRICE RR CALCOLATA IN QUESTA FASE PERCHE INDIPENDENTE DALLA
!FREQUENZA COME LE PRECEDENTI FORNISCE LE DISTANZE TRA I VARI PUNTI
!CONSIDERATI DELLA GRIGLIA DI CALCOLO. E UNA MATRICE QUADRATA DI
!DIMENSIONE PARI AL NUMERO DEI PUNTI DELLA GRIGLIA DI CALCOLO

DO i=1,noditot
    DO j=1,noditot
        IF (i.eq.j) THEN
            rr(i,j)=0
        ELSE
            rr(i,j)=SQRT((coord(i,1)-coord(j,1))*(coord(i,1)-
            coord(j,1))+(coord(i,2)-coord(j,2))*(coord(i,2)-coord(j,2)))
        END IF
    END DO
END DO

!I VALORI DELL ARRAY UNIDEMENSIONALE C SONO DI COMODO SCATURITI DALLA
!SEMPLIFICAZIONE FATTA A TAVOLINO DEL CALCOLO MATRICIALE COMPLETO CHE
!STA ALLA BASE DEL FENOMENO.
!HA DIMENSIONE PARI AL NUMERO DEI MODI DI VIBRARE.
!IN QUESTA FASE VIENE RICHIAMATA LA MATRICE fi IMPORTATA DAL FILE .PCH

DO i=1,moditot
    r=0
    DO j=1,noditot
        g=fi(j,i)*fest(j)
        r=r+g
    END DO
    c(i)=r
END DO

!I VALORI DELL ARRAY BIDEMENSIONALE CFI SONO DI COMODO SCATURITI DALLA
!SEMPLIFICAZIONE FATTA A TAVOLINO DEL CALCOLO MATRICIALE COMPLETO CHE
!STA ALLA BASE DEL FENOMENO. HA DIMENSIONE PARI ALLA TRASPOSTA DI FI

DO i=1,noditot
    DO j=1,moditot
        cfi(i,j)=c(j)*fi(i,j)
    END DO
END DO

!A QUESTO PUNTO VENGONO CHIESTE IN INGRESSO LE FREQUENZE NATURALI CHE
!ECCITANO I MODI PROPRI DEL PANNELLO E CHE SONO IL RISULTATO
!DELL'ELABORAZIONE AGLI ELEMENTI FINITI RICHIAMATE DAL FILE ESTERNO
!.PCH.

DO i=1,moditot
    omeganat2(i)=eigenv(i)
    omeganat(i)=SQRT(omeganat2(i))
    freqnat(i)=omeganat(i)/(2*pi)
END DO

!QUI SI DECIDE L INTERVALLO DI FREQUENZA DI ANALISI IN HZ

freqmax=5000
DO i=1,freqmax
    FR(i)=i

```

END DO

```
DO i=1,freqmax
  omega(i)=2*pi*fr(i)
  omega2(i)=omega(i)*omega(i)
  omega4(i)=omega(i)**4
END DO
```

```
DO i=1,moditot
  etaomeganat2(i)=eta*omeganat2(i)
END DO
```

!I VETTORI AA E BB SONO VETTORI CHE HANNO UN NUMERO DI ELEMENTI PARI AL
!NUMERO DEI MODI DI VIBRARE CHE VARIANO PER OGNI VALORE DELLA
!PULSAZIONE ALL'INTERNO DEL RANGE DI FREQUENZE DI STUDIO. LA MATRICE
!ZZH E UNA MATRICE SIMMETRICA DI DIMENSIONE PARI AL NUMERO DEI NODI
!DELLA GRIGLIA DI CALCOLO. IL PRODOTTO DEGLI ELEMENTI OMOLOGHI DELLE
!MATRICI ZZH E QQ, MOLTIPLICATI PER UN OPPORTUNO COEFFICIENTE
!DIPENDENTE DALLA PULSAZIONE ALLA QUARTA POTENZA, PI GRECO, VELOCITA'
!DEL SUONO E DENSITA' DELL'ARIA FORNISCE LA CORRISPONDENTE ALIQUOTA DI
!POTENZA TRASMESSA DAL PANNELLO VIBRANTE. I VALORI DEL VETTORE PIGR
!SONO QUELLI CERCATI E SONO RELATIVI AD OGNI VALORE DI FREQUENZA.

```
DO k=1,freqmax
  n=0
  p1=0
  n1=0
  p3=0
  p6=0
  DO i=1,noditot
    p=0
    q=0
    DO j=1,moditot
      aa(j)=(1/mgen)*((omeganat2(j)-omega2(k))/(((omeganat2(j)-
        omega2(k))*(omeganat2(j)-
        omega2(k)))+(etaomeganat2(j)*etaomeganat2(j))))

      bb(j)=(1/mgen)*(etaomeganat2(j))/((omeganat2(j)-
        omega2(k))*(omeganat2(j)-
        omega2(k)))+(etaomeganat2(j)*etaomeganat2(j)))

      xx=cfi(i,j)*aa(j)
      p=p+xx
      yy=cfi(i,j)*bb(j)
      q=q+yy
    END DO
    x(i)=p
    y(i)=q
    DO t=1,i
      IF (i.eq.t) THEN
        zzh(i,t)=x(t)*x(i)+y(t)*y(i)
      ELSE
        zzh(i,t)=2*(x(t)*x(i)+y(t)*y(i))
      END IF
      zzh(t,i)=zzh(i,t)
    END DO
    ka(k)=omega(k)/CA
    DO s=1,noditot
      IF (i.eq.s) THEN
```

```

        rreal(i,s)=1
        ELSE
        rreal(i,s)=SIN(ka(k)*rr(i,s))/(ka(k)*rr(i,s))
        END IF
    END DO
    DO w=1,noditot
        qq(i,w)=area(i)*rreal(i,w)*area(w)
    END DO
    p2=zzh(i,i)*qq(i,i)
    p1=(p1+p2)
    potenzal=(roa*omega4(k)/(4*pi*ca))*p1
    DO h=i+1,noditot
        p4=zzh(i,h)*qq(i,h)
        p3=(p3+p4)
        potenza2=(roa*omega4(k)/(4*pi*ca))*p3
    END DO
    p5=zzh(i,i)*area(i)
    p6=(p6+p5)
    potenza3=(0.5*roa*ca*omega2(k))*p6
END DO
pigrx(k)=potenzal+potenza2
pigrpist(k)=potenza3
sigma(k)=pigrx(k)/pigrpist(k)
pigrinc=(noditot*press*deltax*deltay)/(2*roa*ca)
tau(k)=pigrx(k)/pigrinc
tl(k)=10*(LOG10(1/tau(k)))
END DO
j2=roa*ca
DO k=1,freqmax
    tlm1(k)=20*LOG10(1+((omega(k)*ro*hh)/(2*j2)))
END DO

!IN QUESTA PARTE VIENE APERTO UN FILE DI TESTO NEL QUALE SI ANDRANNO AD
!INCOLONNARE I RISULTATI DELL'ELABORAZIONE CHE SARANNO SUCCESSIVAMENTE
!UTILIZZATI DAL READ DI MATLAB PER CREARE I GRAFICI RISULTANTI

OPEN(UNIT=7, FILE='C:\Documents and Settings\ing. Fabio Russo\Desktop\
nastranisotropic.txt',ACTION='WRITE', STATUS='NEW')

    GOTO 100
100 CONTINUE
    WRITE(7,150)
150 FORMAT(7x, 'ARRAY_SIGMA')
    DO 114 k=1,freqmax
        WRITE(7,170)(SIGMA(k))
170 FORMAT (E10.4)
114 CONTINUE

    WRITE(7,190)
190 FORMAT(7x, 'ARRAY_fr' )
    DO 115 k=1,freqmax
        WRITE(7,210)(fr(k))
210 FORMAT (I9.0)
115 CONTINUE
    GOTO 200
200 CONTINUE

    WRITE(7,230)
230 FORMAT (7x, 'ARRAY_TLm1')
    DO 116 k=1,freqmax
        WRITE(7,170)(TLm1(k))

```



```

116 CONTINUE
    GOTO 300
300 CONTINUE

    WRITE(7,270)
270 FORMAT (7x, 'ARRAY_tau')
    DO 117 k=1,freqmax
        WRITE(7,170)(tau(k))
117 CONTINUE
    GOTO 400
400 CONTINUE

    WRITE(7,310)
310 FORMAT (7x, 'ARRAY_TRASM_LOSS')
    DO 118 k=1,freqmax
        WRITE(7,170)(TL(k))
118 CONTINUE
    GOTO 500
500 CONTINUE

    WRITE(7,350)
350 FORMAT (7x, 'ARRAY_pigr')
    DO 119 k=1,freqmax
        WRITE(7,170)(pigrx(k))
119 CONTINUE
    GOTO 600
600 CONTINUE

    WRITE(7,390)
390 FORMAT (7x, 'ARRAY_pigrpist')
    DO 120 k=1,freqmax
        WRITE(7,170)(pigrpist(k))
120 CONTINUE

END PROGRAM NASTRANISOTROPIC

!LA SUBROUTINE LEGGERE, LEGGE I VALORI DELLA MATREICE fi NEL FILE .PCH

SUBROUTINE LEGGERE(FI)

IMPLICIT NONE
INTEGER :: j,i,k
REAL,DIMENSION(37093)::PIGR
REAL,DIMENSION(750,49)::FI1
REAL,DIMENSION(375,49)::FI

OPEN(UNIT=1, FILE='C:\Documents and Settings\ing. Fabio Russo\Desktop\
PIASTRANASTRAN.pch', ACTION='read', STATUS='OLD')

DO j=1,37093
    READ(1,170) pigr(j)
170 FORMAT(59X, E13.0)
END DO

DO i=1,49
    k=0
    DO j=8+757*(i-1),757*i
        k=k+1
        fi1(k,i)=pigr(j)
    END DO
END DO

```

```

DO i=1,49
  DO j=1,750
    fi(j,i)=fi1((2*j)-1,i)
  END DO
END DO

CLOSE (unit=1)

END SUBROUTINE LEGGERE

!LA SUBROUTINE LEGGERE2, LEGGE I VALORI DEGLI AUTOVALORI AL QUADRATO
!NEL FILE .PCH

SUBROUTINE LEGGERE2(eigenv,omeganat,freqnat)

IMPLICIT NONE
INTEGER ::j,i,k
REAL::pi
CHARACTER::NULLA1,nulla
CHARACTER,DIMENSION(15)::STUP
CHARACTER,DIMENSION(12)::MODE
INTEGER,DIMENSION(49)::NUMMODE
REAL,DIMENSION(49)::EIGENV
REAL,DIMENSION(49)::omeganat
REAL,DIMENSION(49)::freqnat

OPEN(UNIT=1, FILE='C:\Documents and Settings\ing. Fabio Russo\Desktop\
PIASTRANASTRAN.pch', ACTION='read', STATUS='OLD')

pi=3.14159
DO I=1,49
  DO 101 J=757*(I-1)+1,757*(I-1)+6
    READ(1,180) NULLA
180    FORMAT(A80,2A1)
101    CONTINUE

    J=757*(I-1)+7
    READ(1,181)STUP,EIGENV(I),MODE,NUMMODE(I)
181    FORMAT(15A1,E13.0,12A1,I3)

    DO 102 J=8,757
      READ(1,182) NULLA1
182    FORMAT (A100)
102    CONTINUE
    END DO

    DO k=1,49
      omeganat(k)=SQRT(eigenv(k))
      freqnat(k)=omeganat(k)/(2*pi)
    END DO
  END DO
END SUBROUTINE LEGGERE2

```

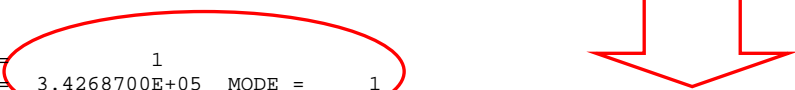
```
=====
```

A.6 File piastranastran.pch relativa al primo autovalore

In questo stralcio di file piastranastran elaborato con il software Nastran, si possono vedere tutti i valori delle traslazioni dei nodi del pannello relativo al primo autovalore (ne seguono altri 48) dei complessivi 49 relativi ai singoli modi di vibrare analizzati.

Sono stati evidenziati i valori che servono in lettura al software generato in linguaggio Fortran: uno rappresenta l'autovalore, in colonna sono presenti le traslazioni dei nodi lungo z.

```
=====
$TITLE   = MSC.NASTRAN JOB CREATED ON 22-SEP-06 AT 17:05:01
$SUBTITLE=DEFAULT
$LABEL   =
$EIGENVECTOR
$REAL OUTPUT
$SUBCASE ID = 1
$EIGENVALUE = 3.4268700E+05  MODE = 1
1  G  0.000000E+00  0.000000E+00  0.000000E+00
-CONT- 2  G  -6.942667E-02  7.211397E-02  0.000000E+00
-CONT- 3  G  -2.049838E+00  7.201307E-02  0.000000E+00
-CONT- 4  G  0.000000E+00  0.000000E+00  0.000000E+00
-CONT- 5  G  -4.016748E+00  7.051993E-02  6.647809E-08
-CONT- 6  G  0.000000E+00  0.000000E+00  0.000000E+00
-CONT- 7  G  -5.924151E+00  6.749432E-02  6.031929E-08
-CONT- 8  G  0.000000E+00  0.000000E+00  0.000000E+00
-CONT- 9  G  -7.734076E+00  6.333356E-02  -3.714609E-08
-CONT-10  G  0.000000E+00  0.000000E+00  0.000000E+00
-CONT-11  G  -9.413328E+00  5.800564E-02  2.207221E-08
-CONT-12  G  0.000000E+00  0.000000E+00  0.000000E+00
-CONT-13  G  -1.093204E+01  5.170415E-02  1.767411E-08
-CONT-14  G  0.000000E+00  0.000000E+00  0.000000E+00
-CONT-15  G  -1.226398E+01  4.450563E-02  8.169549E-09
-CONT-16  G  0.000000E+00  0.000000E+00  0.000000E+00
-CONT-17  G  -1.338633E+01  3.655375E-02  5.224559E-08
-CONT-18  G  0.000000E+00  0.000000E+00  0.000000E+00
-CONT-19  G  -1.427973E+01  2.797115E-02  -9.133255E-09
-CONT-20  G  0.000000E+00  0.000000E+00  0.000000E+00
-CONT-21  G  -1.492900E+01  1.891923E-02  -8.982964E-09
-CONT-22  G  0.000000E+00  0.000000E+00  0.000000E+00
-CONT-23  G  -1.532307E+01  9.539939E-03  4.876343E-08
-CONT-24  G  0.000000E+00  0.000000E+00  0.000000E+00
-CONT-25  G  -1.545517E+01  -6.039244E-08  -1.743205E-08
-CONT-26  G  0.000000E+00  0.000000E+00  0.000000E+00
-CONT-27  G  -1.532307E+01  -9.539804E-03  -2.786303E-09
-CONT-28  G  0.000000E+00  0.000000E+00  0.000000E+00
-CONT-29  G  -1.492900E+01  -1.891941E-02  1.173858E-08
-CONT-30  G  0.000000E+00  0.000000E+00  0.000000E+00
-CONT-31  G  -1.427973E+01  -2.797086E-02  -3.464719E-08
-CONT-32  G  0.000000E+00  0.000000E+00  0.000000E+00
-CONT-33  G  -1.338633E+01  -3.655421E-02  1.725299E-08
-CONT-34  G  0.000000E+00  0.000000E+00  0.000000E+00
-CONT-35  G  -1.226398E+01  -4.450485E-02  1.209163E-08
-CONT-36  G  0.000000E+00  0.000000E+00  0.000000E+00
-CONT-37  G  -1.093204E+01  -5.170550E-02  -3.186080E-08
-CONT-38  G  0.000000E+00  0.000000E+00  0.000000E+00
-CONT-39  G  -9.413286E+00  -5.800535E-02  1.085299E-08
-CONT-40  G  0.000000E+00  0.000000E+00  0.000000E+00
-CONT-41  G  -7.734110E+00  -6.333134E-02  1.409165E-08
-CONT-42  G  0.000000E+00  0.000000E+00  0.000000E+00
-CONT-43  G  -5.924151E+00  -6.749768E-02  -2.448007E-08
-CONT-44  G  0.000000E+00  0.000000E+00  0.000000E+00
-CONT-45  G  -4.016696E+00  -7.051846E-02  2.291275E-08
-CONT-46  G  0.000000E+00  0.000000E+00  0.000000E+00
-CONT-47  G  -2.049877E+00  -7.201128E-02  -4.855222E-09
-CONT-48  G  0.000000E+00  0.000000E+00  0.000000E+00
-CONT-49  G  -6.942618E-02  -7.211713E-02  0.000000E+00
=====
```



	26	G	0.000000E+00	0.000000E+00	0.000000E+00	58
-CONT-			-6.809618E-02	1.990368E+00	1.392382E-08	59
	27	G	0.000000E+00	-4.130641E-10	2.906713E-02	60
-CONT-			-1.998525E+00	1.973751E+00	2.518686E-08	61
	28	G	1.927865E-09	-8.912175E-10	5.763683E-02	62
-CONT-			-3.916382E+00	1.922712E+00	-9.389179E-08	63
	29	G	1.749260E-09	1.452942E-09	8.521188E-02	64
-CONT-			-5.776147E+00	1.838557E+00	-1.108292E-07	65
	30	G	-1.077237E-09	2.565471E-09	1.113219E-01	66
-CONT-			-7.540854E+00	1.722952E+00	2.143850E-07	67
	31	G	6.400940E-10	-6.004999E-09	1.355231E-01	68
-CONT-			-9.178165E+00	1.577998E+00	-8.886317E-08	69
	32	G	5.125491E-10	4.654233E-09	1.574004E-01	70
-CONT-			-1.065893E+01	1.406180E+00	-1.247022E-07	71
	33	G	2.369169E-10	-1.770784E-09	1.765830E-01	72
-CONT-			-1.195759E+01	1.210433E+00	1.066712E-07	73
	34	G	1.515122E-09	2.243044E-10	1.927454E-01	74
-CONT-			-1.305190E+01	9.940545E-01	-8.135250E-08	75
	35	G	-2.648644E-10	2.547347E-10	2.056101E-01	76
-CONT-			-1.392298E+01	7.607589E-01	4.286992E-08	77
	36	G	-2.605060E-10	-1.503316E-10	2.149591E-01	78
-CONT-			-1.455603E+01	5.144985E-01	2.204729E-08	79
	37	G	1.414139E-09	-1.997732E-09	2.206334E-01	80
-CONT-			-1.494026E+01	2.594526E-01	-1.622674E-07	81
	38	G	-5.055293E-10	4.994639E-09	2.225355E-01	82
-CONT-			-1.506906E+01	1.245574E-08	1.039804E-07	83
	39	G	-8.080278E-11	-5.297986E-09	2.206334E-01	84
-CONT-			-1.494026E+01	-2.594527E-01	5.220070E-08	85
	40	G	3.404187E-10	3.284961E-09	2.149591E-01	86
-CONT-			-1.455603E+01	-5.144985E-01	-9.540266E-08	87
	41	G	-1.004769E-09	-9.442255E-10	2.056101E-01	88
-CONT-			-1.392298E+01	-7.607591E-01	9.946617E-08	89
	42	G	5.003367E-10	-1.750479E-09	1.927454E-01	90
-CONT-			-1.305190E+01	-9.940544E-01	-9.905921E-08	91
	43	G	3.506573E-10	3.305070E-09	1.765830E-01	92
-CONT-			-1.195759E+01	-1.210433E+00	9.002801E-09	93
	44	G	-9.239633E-10	-2.128835E-09	1.574004E-01	94
-CONT-			-1.065893E+01	-1.406180E+00	1.072738E-07	95
	45	G	3.147366E-10	-4.748978E-10	1.355225E-01	96
-CONT-			-9.178123E+00	-1.578002E+00	-8.547949E-08	97
	46	G	4.086579E-10	2.155731E-09	1.113224E-01	98
-CONT-			-7.540889E+00	-1.722949E+00	7.077662E-10	99
	47	G	-7.099220E-10	-2.221406E-09	8.521188E-02	100
-CONT-			-5.776147E+00	-1.838557E+00	1.346595E-08	101
	48	G	6.644699E-10	1.893020E-09	5.763609E-02	102
-CONT-			-3.916330E+00	-1.922714E+00	-2.243070E-08	103
	49	G	-1.408014E-10	-9.064972E-10	2.906770E-02	104
-CONT-			-1.998565E+00	-1.973750E+00	4.319648E-08	105
	50	G	0.000000E+00	0.000000E+00	0.000000E+00	106
-CONT-			-6.809594E-02	-1.990368E+00	-3.055615E-08	107
	51	G	0.000000E+00	0.000000E+00	0.000000E+00	108
-CONT-			-6.328223E-02	3.831122E+00	-9.141508E-10	109
	52	G	5.896574E-10	2.711920E-11	5.667481E-02	110
-CONT-			-1.846925E+00	3.799297E+00	-3.097680E-08	111
	53	G	-3.621671E-09	8.555215E-10	1.123836E-01	112
-CONT-			-3.619131E+00	3.700810E+00	3.093253E-08	113
	54	G	-3.049005E-09	-2.122415E-10	1.661521E-01	114
-CONT-			-5.337736E+00	3.538694E+00	8.440378E-08	115
	55	G	5.144065E-09	-2.257821E-09	2.170637E-01	116
-CONT-			-6.968492E+00	3.316159E+00	-1.642834E-07	117
	56	G	-3.112264E-09	4.517472E-09	2.642532E-01	118
-CONT-			-8.481525E+00	3.037133E+00	7.704536E-08	119
	57	G	-3.093568E-09	-4.761286E-09	3.069112E-01	120
-CONT-			-9.849893E+00	2.706442E+00	8.292260E-08	121
	58	G	1.856601E-09	3.585230E-09	3.443148E-01	122
-CONT-			-1.104998E+01	2.329684E+00	-1.243023E-07	123
	59	G	-2.738465E-09	-1.296300E-09	3.758295E-01	124
-CONT-			-1.206123E+01	1.913229E+00	1.528335E-07	125
	60	G	2.120230E-09	-1.913707E-09	4.009140E-01	126
-CONT-			-1.286620E+01	1.464210E+00	-1.571246E-07	127
	61	G	-9.230817E-10	3.816581E-09	4.191434E-01	128
-CONT-			-1.345119E+01	9.902413E-01	3.385300E-08	129
	62	G	-4.382211E-09	-3.232490E-09	4.302076E-01	130
-CONT-			-1.380626E+01	4.993606E-01	1.348433E-07	131
	63	G	2.804699E-09	1.301915E-09	4.339164E-01	132
-CONT-			-1.392528E+01	-3.383165E-08	-1.040730E-07	133
	64	G	1.356401E-09	-8.356291E-10	4.302076E-01	134

-CONT-			-1.380626E+01	-4.993606E-01	-3.388052E-09	135
	65	G	-1.277479E-09	7.055355E-10	4.191434E-01	136
-CONT-			-1.345119E+01	-9.902414E-01	-1.899313E-08	137
	66	G	8.466429E-10	2.921730E-10	4.009140E-01	138
-CONT-			-1.286619E+01	-1.464210E+00	4.709867E-08	139
	67	G	-1.591675E-09	-1.376748E-09	3.758295E-01	140
-CONT-			-1.206123E+01	-1.913230E+00	4.417369E-09	141
	68	G	1.523128E-10	1.624318E-09	3.443148E-01	142
-CONT-			-1.104998E+01	-2.329684E+00	-1.933763E-08	143
	69	G	2.526823E-09	-1.468765E-09	3.069112E-01	144
-CONT-			-9.849893E+00	-2.706442E+00	1.255211E-08	145
	70	G	-7.695313E-10	6.955069E-10	2.642520E-01	146
-CONT-			-8.481485E+00	-3.037141E+00	-5.405406E-08	147
	71	G	-1.666214E-09	9.919909E-10	2.170647E-01	148
-CONT-			-6.968524E+00	-3.316154E+00	6.576241E-08	149
	72	G	5.242172E-10	-1.841781E-09	1.661521E-01	150
-CONT-			-5.337736E+00	-3.538693E+00	1.296076E-08	151
	73	G	-1.562155E-11	1.268685E-09	1.123821E-01	152
-CONT-			-3.619083E+00	-3.700814E+00	-6.861544E-08	153
	74	G	6.549118E-10	-1.338938E-10	5.667595E-02	154
-CONT-			-1.846962E+00	-3.799296E+00	5.334918E-08	155
	75	G	0.000000E+00	0.000000E+00	0.000000E+00	156
-CONT-			-6.328180E-02	-3.831122E+00	-4.513284E-09	157
	76	G	0.000000E+00	0.000000E+00	0.000000E+00	158
-CONT-			-5.495382E-02	5.490180E+00	-3.921338E-09	159
	77	G	-9.603673E-10	1.163304E-10	8.143920E-02	160
-CONT-			-1.602661E+00	5.444605E+00	1.423395E-08	161
	78	G	3.487972E-09	8.205921E-10	1.614917E-01	162
-CONT-			-3.140352E+00	5.303454E+00	3.719717E-08	163
	79	G	3.601230E-09	-1.360993E-09	2.387563E-01	164
-CONT-			-4.631568E+00	5.071082E+00	2.129628E-08	165
	80	G	-5.982300E-09	3.961844E-10	3.119151E-01	166
-CONT-			-6.046573E+00	4.752158E+00	-5.140969E-08	167
	81	G	2.661546E-09	1.250326E-09	3.797254E-01	168
-CONT-			-7.359426E+00	4.352298E+00	6.890570E-08	169
	82	G	4.410747E-09	-3.091373E-09	4.410238E-01	170
-CONT-			-8.546758E+00	3.878403E+00	-7.052617E-08	171
	83	G	-3.585532E-09	5.247951E-09	4.947720E-01	172
-CONT-			-9.588074E+00	3.338499E+00	1.011660E-07	173
	84	G	5.004163E-09	-6.934565E-09	5.400577E-01	174
-CONT-			-1.046554E+01	2.741708E+00	-7.182087E-08	175
	85	G	-4.379993E-09	7.582791E-09	5.761035E-01	176
-CONT-			-1.116400E+01	2.098252E+00	3.381605E-08	177
	86	G	4.138349E-10	-6.996403E-09	6.022988E-01	178
-CONT-			-1.167160E+01	1.419042E+00	6.182758E-08	179
	87	G	6.776924E-09	4.807492E-09	6.181977E-01	180
-CONT-			-1.197969E+01	7.155970E-01	-9.621216E-08	181
	88	G	-4.198710E-09	-2.572302E-09	6.235272E-01	182
-CONT-			-1.208296E+01	-2.722557E-08	7.073921E-08	183
	89	G	-8.602806E-10	1.054272E-09	6.181977E-01	184
-CONT-			-1.197969E+01	-7.155970E-01	-4.056333E-08	185
	90	G	3.412632E-10	1.248176E-11	6.022987E-01	186
-CONT-			-1.167160E+01	-1.419042E+00	4.505627E-08	187
	91	G	-3.085824E-10	-7.398941E-10	5.761035E-01	188
-CONT-			-1.116400E+01	-2.098252E+00	-2.396992E-08	189
	92	G	2.058739E-09	1.100626E-10	5.400577E-01	190
-CONT-			-1.046554E+01	-2.741708E+00	-5.269245E-08	191
	93	G	-8.608736E-10	1.778376E-09	4.947720E-01	192
-CONT-			-9.588074E+00	-3.338499E+00	9.016110E-08	193
	94	G	-1.103889E-09	-3.727262E-09	4.410238E-01	194
-CONT-			-8.546758E+00	-3.878403E+00	-7.852731E-08	195
	95	G	-4.149432E-10	5.062684E-09	3.797236E-01	196
-CONT-			-7.359392E+00	-4.352310E+00	3.657087E-08	197
	96	G	1.742602E-09	-5.389555E-09	3.119166E-01	198
-CONT-			-6.046601E+00	-4.752151E+00	2.211099E-08	199
	97	G	3.122781E-10	4.457543E-09	2.387563E-01	200
-CONT-			-4.631568E+00	-5.071082E+00	-8.806570E-08	201
	98	G	-1.645720E-09	-2.487838E-09	1.614895E-01	202
-CONT-			-3.140310E+00	-5.303459E+00	1.198132E-07	203
	99	G	1.713273E-09	2.522241E-10	8.144084E-02	204
-CONT-			-1.602694E+00	-5.444603E+00	-8.675219E-08	205
	100	G	0.000000E+00	0.000000E+00	0.000000E+00	206
-CONT-			-5.495360E-02	-5.490180E+00	8.501954E-09	207
	101	G	0.000000E+00	0.000000E+00	0.000000E+00	208
-CONT-			-4.389292E-02	6.878717E+00	2.118066E-08	209
	102	G	2.217369E-09	-6.283453E-10	1.021190E-01	210
-CONT-			-1.278005E+00	6.821614E+00	-6.749323E-08	211

103	G	-2.908344E-09	1.816419E-09	2.024994E-01	212
-CONT-		-2.504188E+00	6.644753E+00	2.801150E-08	213
104	G	-2.228701E-09	-2.993902E-09	2.993843E-01	214
-CONT-		-3.693295E+00	6.353602E+00	-1.048930E-07	215
105	G	4.714911E-09	4.030991E-09	3.911206E-01	216
-CONT-		-4.821637E+00	5.954007E+00	5.275405E-08	217
106	G	-2.524880E-09	-3.674175E-09	4.761501E-01	218
-CONT-		-5.868526E+00	5.453016E+00	5.490205E-08	219
107	G	-3.276207E-09	8.099143E-10	5.530142E-01	220
-CONT-		-6.815319E+00	4.859269E+00	-1.650718E-07	221
108	G	3.967445E-09	2.207858E-09	6.204107E-01	222
-CONT-		-7.645679E+00	4.182819E+00	1.006993E-07	223
109	G	-4.621730E-09	-4.017378E-09	6.771959E-01	224
-CONT-		-8.345379E+00	3.435098E+00	-9.923923E-08	225
110	G	4.021112E-09	5.407616E-09	7.223949E-01	226
-CONT-		-8.902346E+00	2.628909E+00	5.146363E-08	227
111	G	-4.998478E-11	-5.479643E-09	7.552420E-01	228
-CONT-		-9.307116E+00	1.777924E+00	2.930947E-08	229
112	G	-5.637882E-09	3.067958E-09	7.751782E-01	230
-CONT-		-9.552790E+00	8.965747E-01	-1.981693E-07	231
113	G	3.238614E-09	1.244362E-09	7.818609E-01	232
-CONT-		-9.635141E+00	-4.335075E-08	2.072248E-07	233
114	G	1.530399E-09	-4.184593E-09	7.751782E-01	234
-CONT-		-9.552790E+00	-8.965748E-01	-1.092498E-07	235
115	G	-4.180438E-10	5.492458E-09	7.552420E-01	236
-CONT-		-9.307115E+00	-1.777924E+00	4.059663E-08	237
116	G	-4.482220E-10	-5.512923E-09	7.223949E-01	238
-CONT-		-8.902346E+00	-2.628910E+00	1.472954E-08	239
117	G	-2.186185E-09	4.634631E-09	6.771959E-01	240
-CONT-		-8.345379E+00	-3.435098E+00	-5.827548E-08	241
118	G	1.630606E-09	-3.268505E-09	6.204107E-01	242
-CONT-		-7.645679E+00	-4.182820E+00	6.847082E-08	243
119	G	1.182771E-09	2.077895E-09	5.530142E-01	244
-CONT-		-6.815319E+00	-4.859269E+00	-6.703415E-08	245
120	G	-2.733571E-10	-8.374613E-10	4.761479E-01	246
-CONT-		-5.868498E+00	-5.453031E+00	1.032942E-07	247
121	G	-9.753206E-10	-9.177696E-10	3.911224E-01	248
-CONT-		-4.821660E+00	-5.953998E+00	-1.075430E-07	249
122	G	-1.747086E-09	1.890560E-09	2.993843E-01	250
-CONT-		-3.693295E+00	-6.353602E+00	3.684331E-08	251
123	G	2.822732E-09	-1.498554E-09	2.024968E-01	252
-CONT-		-2.504154E+00	-6.644760E+00	3.516778E-08	253
124	G	-1.944778E-09	3.454159E-10	1.021210E-01	254
-CONT-		-1.278031E+00	-6.821611E+00	-5.038686E-08	255
125	G	0.000000E+00	0.000000E+00	0.000000E+00	256
-CONT-		-4.389265E-02	-6.878717E+00	1.164326E-08	257
126	G	0.000000E+00	0.000000E+00	0.000000E+00	258
-CONT-		-3.053947E-02	7.924529E+00	2.007133E-08	259
127	G	-3.099394E-09	-5.954363E-10	1.176776E-01	260
-CONT-		-8.893265E-01	7.858758E+00	-2.578715E-08	261
128	G	2.800267E-09	1.108185E-09	2.333521E-01	262
-CONT-		-1.742563E+00	7.655001E+00	2.455368E-08	263
129	G	-3.177104E-10	-4.486644E-10	3.449984E-01	264
-CONT-		-2.570013E+00	7.319576E+00	1.217490E-07	265
130	G	-3.587544E-09	-1.793040E-09	4.507116E-01	266
-CONT-		-3.355175E+00	6.859225E+00	-1.148149E-07	267
131	G	2.697207E-09	2.964536E-09	5.486962E-01	268
-CONT-		-4.083658E+00	6.282061E+00	4.527582E-08	269
132	G	5.865627E-10	-2.739521E-09	6.372712E-01	270
-CONT-		-4.742491E+00	5.598043E+00	7.900510E-08	271
133	G	-2.463732E-09	1.668228E-09	7.149363E-01	272
-CONT-		-5.320302E+00	4.818751E+00	-6.814093E-08	273
134	G	2.376105E-09	-1.450473E-10	7.803732E-01	274
-CONT-		-5.807192E+00	3.957350E+00	1.361352E-07	275
135	G	-2.824539E-09	-1.824402E-09	8.324587E-01	276
-CONT-		-6.194761E+00	3.028594E+00	-1.226853E-07	277
136	G	-1.732720E-10	3.251017E-09	8.703104E-01	278
-CONT-		-6.476423E+00	2.048229E+00	2.518548E-08	279
137	G	1.855935E-09	-1.996280E-09	8.932840E-01	280
-CONT-		-6.647377E+00	1.032885E+00	1.665235E-07	281
138	G	7.305982E-10	-7.820227E-10	9.009849E-01	282
-CONT-		-6.704682E+00	-4.433842E-08	-1.599155E-07	283
139	G	-3.044184E-09	2.673354E-09	8.932840E-01	284
-CONT-		-6.647377E+00	-1.032885E+00	7.686642E-08	285
140	G	1.397402E-09	-3.978973E-09	8.703103E-01	286
-CONT-		-6.476423E+00	-2.048229E+00	-8.035681E-08	287
141	G	-2.928379E-10	5.455532E-09	8.324587E-01	288

-CONT-		-6.194761E+00	-3.028594E+00	5.153839E-08	289	
	142	G	8.727184E-10	-5.419458E-09	290	
-CONT-		-5.807192E+00	-3.957350E+00	5.236377E-08	291	
	143	G	6.111810E-10	3.812314E-09	292	
-CONT-		-5.320302E+00	-4.818751E+00	-1.069063E-07	293	
	144	G	-2.615434E-09	-1.724596E-09	6.372712E-01	294
-CONT-		-4.742491E+00	-5.598043E+00	1.141866E-07	295	
	145	G	2.647776E-09	-8.189125E-10	5.486937E-01	296
-CONT-		-4.083639E+00	-6.282078E+00	-1.497198E-07	297	
	146	G	-1.828171E-09	3.403418E-09	4.507137E-01	298
-CONT-		-3.355191E+00	-6.859214E+00	1.374463E-07	299	
	147	G	1.881458E-09	-4.707427E-09	3.449984E-01	300
-CONT-		-2.570013E+00	-7.319576E+00	-1.360306E-08	301	
	148	G	-1.116409E-09	3.701132E-09	2.333490E-01	302
-CONT-		-1.742540E+00	-7.655008E+00	-1.127112E-07	303	
	149	G	2.557166E-10	-1.063793E-09	1.176800E-01	304
-CONT-		-8.893443E-01	-7.858755E+00	1.277689E-07	305	
	150	G	0.000000E+00	0.000000E+00	0.000000E+00	306
-CONT-		-3.053933E-02	-7.924528E+00	-3.585827E-08	307	
	151	G	0.000000E+00	0.000000E+00	0.000000E+00	308
-CONT-		-1.567209E-02	8.574078E+00	-2.002626E-08	309	
	152	G	1.804984E-09	5.940991E-10	1.273359E-01	310
-CONT-		-4.560833E-01	8.502910E+00	1.185452E-07	311	
	153	G	-1.340759E-09	-2.950860E-09	2.525043E-01	312
-CONT-		-8.936615E-01	8.282451E+00	-1.098961E-07	313	
	154	G	1.996647E-09	3.528739E-09	3.733139E-01	314
-CONT-		-1.318010E+00	7.919530E+00	-4.585989E-08	315	
	155	G	1.392110E-09	-2.193765E-09	4.877034E-01	316
-CONT-		-1.720673E+00	7.421442E+00	1.172987E-07	317	
	156	G	-8.240840E-10	1.093588E-10	5.937300E-01	318
-CONT-		-2.094269E+00	6.796971E+00	-1.392346E-07	319	
	157	G	3.888344E-11	1.473634E-09	6.895747E-01	320
-CONT-		-2.432145E+00	6.056887E+00	6.131204E-08	321	
	158	G	2.551414E-09	-2.062756E-09	7.736140E-01	322
-CONT-		-2.728471E+00	5.213719E+00	-6.339435E-09	323	
	159	G	-1.399939E-10	1.288328E-09	8.444216E-01	324
-CONT-		-2.978168E+00	4.281714E+00	-1.129975E-07	325	
	160	G	2.251873E-10	9.232167E-10	9.007820E-01	326
-CONT-		-3.176929E+00	3.276832E+00	1.469928E-07	327	
	161	G	1.242759E-09	-2.885086E-09	9.417402E-01	328
-CONT-		-3.321376E+00	2.216113E+00	-9.364412E-08	329	
	162	G	7.811535E-11	3.590613E-09	9.665994E-01	330
-CONT-		-3.409049E+00	1.117545E+00	-1.291011E-08	331	
	163	G	-1.471683E-09	-3.809086E-09	9.749324E-01	332
-CONT-		-3.438437E+00	-5.226741E-08	-2.484519E-08	333	
	164	G	2.863578E-09	5.008641E-09	9.665994E-01	334
-CONT-		-3.409049E+00	-1.117545E+00	7.704765E-08	335	
	165	G	-2.359112E-09	-6.080120E-09	9.417402E-01	336
-CONT-		-3.321376E+00	-2.216113E+00	-1.050516E-08	337	
	166	G	1.132857E-09	5.701491E-09	9.007820E-01	338
-CONT-		-3.176929E+00	-3.276832E+00	-5.016935E-08	339	
	167	G	-7.553608E-10	-4.699153E-09	8.444216E-01	340
-CONT-		-2.978168E+00	-4.281714E+00	3.872860E-08	341	
	168	G	-9.581688E-10	3.778383E-09	7.736140E-01	342
-CONT-		-2.728471E+00	-5.213720E+00	-4.982840E-08	343	
	169	G	3.278397E-09	-2.499247E-09	6.895747E-01	344
-CONT-		-2.432145E+00	-6.056887E+00	6.730245E-08	345	
	170	G	-3.944331E-09	1.367217E-09	5.937272E-01	346
-CONT-		-2.094259E+00	-6.796989E+00	-2.620101E-08	347	
	171	G	3.195422E-09	-1.292836E-09	4.877057E-01	348
-CONT-		-1.720682E+00	-7.421431E+00	-2.222063E-08	349	
	172	G	-2.245040E-09	1.579281E-09	3.733139E-01	350
-CONT-		-1.318010E+00	-7.919530E+00	2.500977E-09	351	
	173	G	-1.527675E-10	-1.194162E-09	2.525010E-01	352
-CONT-		-8.936496E-01	-8.282459E+00	4.098968E-08	353	
	174	G	1.847849E-09	5.988723E-10	1.273385E-01	354
-CONT-		-4.560924E-01	-8.502906E+00	-4.808198E-08	355	
	175	G	0.000000E+00	0.000000E+00	0.000000E+00	356
-CONT-		-1.567200E-02	-8.574078E+00	2.018675E-08	357	
	176	G	0.000000E+00	0.000000E+00	0.000000E+00	358
-CONT-		2.195107E-13	8.794311E+00	3.861594E-08	359	
	177	G	8.917120E-10	-1.145580E-09	1.306100E-01	360
-CONT-		2.348672E-12	8.721321E+00	-9.855859E-08	361	
	178	G	-7.050490E-10	3.402786E-09	2.589968E-01	362
-CONT-		4.275194E-12	8.495197E+00	1.016320E-07	363	
	179	G	-2.237486E-09	-4.783880E-09	3.829126E-01	364
-CONT-		1.391906E-11	8.122952E+00	-4.818933E-08	365	

180	G	-1.267213E-10	5.016509E-09	5.002434E-01	366
-CONT-		3.005476E-11	7.612071E+00	-4.785552E-08	367
181	G	-1.793453E-09	-3.175618E-09	6.089961E-01	368
-CONT-		6.768258E-11	6.971558E+00	1.270148E-07	369
182	G	2.019310E-09	7.606227E-10	7.073052E-01	370
-CONT-		1.074449E-10	6.212464E+00	-1.206563E-07	371
183	G	-3.012559E-09	1.008650E-09	7.935053E-01	372
-CONT-		1.802329E-10	5.347639E+00	4.843425E-08	373
184	G	-1.258911E-09	-1.357688E-09	8.661335E-01	374
-CONT-		2.933615E-10	4.391694E+00	3.718667E-08	375
185	G	1.621323E-09	2.218860E-10	9.239430E-01	376
-CONT-		3.812259E-10	3.361001E+00	-8.359586E-08	377
186	G	-2.997205E-09	1.119922E-09	9.659544E-01	378
-CONT-		6.634620E-10	2.273036E+00	6.077419E-08	379
187	G	2.039225E-10	-2.093846E-09	9.914528E-01	380
-CONT-		6.621002E-10	1.146251E+00	-3.584678E-08	381
188	G	6.757708E-10	3.012169E-09	1.000000E+00	382
-CONT-		1.492848E-09	-4.950228E-08	7.383667E-08	383
189	G	-7.953952E-10	-4.751088E-09	9.914528E-01	384
-CONT-		9.475848E-10	-1.146251E+00	-1.091428E-07	385
190	G	1.465375E-09	6.124595E-09	9.659544E-01	386
-CONT-		3.532125E-09	-2.273036E+00	6.888725E-08	387
191	G	-1.852695E-09	-6.779594E-09	9.239430E-01	388
-CONT-		1.506111E-09	-3.361001E+00	-1.259478E-08	389
192	G	1.239107E-09	6.707386E-09	8.661335E-01	390
-CONT-		1.052771E-08	-4.391695E+00	-1.799716E-08	391
193	G	-1.284208E-10	-5.816291E-09	7.935053E-01	392
-CONT-		8.785050E-09	-5.347639E+00	7.409750E-08	393
194	G	-1.068896E-09	3.927155E-09	7.073051E-01	394
-CONT-		6.440401E-08	-6.212464E+00	-1.334620E-07	395
195	G	2.307416E-09	-1.461364E-09	6.089933E-01	396
-CONT-		-3.586507E-07	-6.971577E+00	1.331877E-07	397
196	G	-2.909669E-09	-5.167399E-10	5.002457E-01	398
-CONT-		9.956704E-08	-7.612059E+00	-7.594728E-08	399
197	G	2.122971E-09	1.386934E-09	3.829126E-01	400
-CONT-		2.758640E-08	-8.122952E+00	1.821970E-08	401
198	G	3.026167E-10	-1.154544E-09	2.589933E-01	402
-CONT-		3.668161E-08	-8.495205E+00	2.472183E-08	403
199	G	-1.365709E-09	2.891604E-10	1.306126E-01	404
-CONT-		-1.517200E-09	-8.721317E+00	-3.737933E-08	405
200	G	0.000000E+00	0.000000E+00	0.000000E+00	406
-CONT-		8.214817E-09	-8.794311E+00	9.747003E-09	407
201	G	0.000000E+00	0.000000E+00	0.000000E+00	408
-CONT-		1.567209E-02	8.574078E+00	3.991917E-08	409
202	G	-5.851330E-10	-1.184242E-09	1.273359E-01	410
-CONT-		4.560833E-01	8.502910E+00	-9.649644E-08	411
203	G	9.973984E-10	3.262107E-09	2.525043E-01	412
-CONT-		8.936615E-01	8.282451E+00	5.878322E-08	413
204	G	7.791610E-10	-3.108147E-09	3.733139E-01	414
-CONT-		1.318010E+00	7.919530E+00	7.737557E-08	415
205	G	1.885938E-10	1.731545E-09	4.877034E-01	416
-CONT-		1.720673E+00	7.421442E+00	-7.393907E-08	417
206	G	2.382574E-09	-9.568629E-11	5.937300E-01	418
-CONT-		2.094269E+00	6.796971E+00	5.160257E-08	419
207	G	-2.868852E-09	-7.589041E-10	6.895747E-01	420
-CONT-		2.432145E+00	6.056887E+00	-1.769648E-08	421
208	G	3.289916E-09	1.467254E-09	7.736140E-01	422
-CONT-		2.728471E+00	5.213719E+00	3.528347E-08	423
209	G	1.247758E-09	-1.762188E-09	8.444216E-01	424
-CONT-		2.978168E+00	4.281714E+00	2.406882E-08	425
210	G	-2.201384E-09	8.180007E-10	9.007820E-01	426
-CONT-		3.176929E+00	3.276832E+00	-4.374564E-08	427
211	G	2.503995E-09	5.045374E-10	9.417402E-01	428
-CONT-		3.321376E+00	2.216113E+00	7.813683E-08	429
212	G	-1.512947E-10	-1.829955E-09	9.665994E-01	430
-CONT-		3.409049E+00	1.117545E+00	-3.538560E-08	431
213	G	2.132566E-10	2.246261E-09	9.749324E-01	432
-CONT-		3.438437E+00	-5.336485E-08	-9.735368E-09	433
214	G	-4.242557E-10	-2.095051E-09	9.665994E-01	434
-CONT-		3.409049E+00	-1.117545E+00	4.591238E-08	435
215	G	-3.465505E-10	1.168159E-09	9.417402E-01	436
-CONT-		3.321376E+00	-2.216113E+00	-6.350388E-08	437
216	G	9.720666E-10	-1.550657E-10	9.007820E-01	438
-CONT-		3.176929E+00	-3.276832E+00	6.305919E-08	439
217	G	-8.575513E-10	-9.464312E-10	8.444216E-01	440
-CONT-		2.978168E+00	-4.281714E+00	-5.427669E-08	441
218	G	6.217634E-10	1.849284E-09	7.736140E-01	442

-CONT-		2.728471E+00	-5.213720E+00	2.013450E-08	443	
	219	G	-2.052957E-10	-2.022124E-09	444	
-CONT-		2.432145E+00	-6.056887E+00	2.852556E-08	445	
	220	G	-5.634656E-10	1.510766E-09	446	
-CONT-		2.094261E+00	-6.796985E+00	-6.112359E-08	447	
	221	G	1.574778E-09	-6.791505E-10	448	
-CONT-		1.720682E+00	-7.421431E+00	5.798730E-08	449	
	222	G	-1.811768E-09	2.810396E-11	3.733139E-01	450
-CONT-		1.318010E+00	-7.919530E+00	-2.989219E-08	451	
	223	G	2.079950E-10	1.604452E-10	2.525010E-01	452
-CONT-		8.936496E-01	-8.282459E+00	-5.141708E-09	453	
	224	G	8.084486E-10	-1.122165E-10	1.273385E-01	454
-CONT-		4.560924E-01	-8.502906E+00	1.524406E-08	455	
	225	G	0.000000E+00	0.000000E+00	0.000000E+00	456
-CONT-		1.567198E-02	-8.574078E+00	-3.782588E-09	457	
	226	G	0.000000E+00	0.000000E+00	0.000000E+00	458
-CONT-		3.053947E-02	7.924529E+00	-4.338593E-10	459	
	227	G	-1.516316E-09	1.287087E-11	1.176776E-01	460
-CONT-		8.893265E-01	7.858758E+00	9.049520E-08	461	
	228	G	8.237275E-10	-1.802251E-09	2.333521E-01	462
-CONT-		1.742563E+00	7.655001E+00	-8.502015E-08	463	
	229	G	7.540950E-10	1.828367E-09	3.449984E-01	464
-CONT-		2.570013E+00	7.319576E+00	-6.683733E-08	465	
	230	G	-1.470455E-09	-7.605898E-10	4.507116E-01	466
-CONT-		3.355175E+00	6.859225E+00	6.067980E-08	467	
	231	G	-1.234960E-09	3.911193E-11	5.486962E-01	468
-CONT-		4.083658E+00	6.282061E+00	-6.553919E-08	469	
	232	G	2.520767E-09	6.112749E-10	6.372712E-01	470
-CONT-		4.742491E+00	5.598043E+00	3.657318E-08	471	
	233	G	-1.946845E-09	-1.419647E-09	7.149363E-01	472
-CONT-		5.320302E+00	4.818751E+00	-6.386951E-08	473	
	234	G	-4.975756E-10	1.593728E-09	7.803732E-01	474
-CONT-		5.807192E+00	3.957350E+00	-3.066015E-08	475	
	235	G	1.299913E-09	-1.037897E-09	8.324587E-01	476
-CONT-		6.194761E+00	3.028594E+00	4.965945E-08	477	
	236	G	-1.053691E-09	1.515424E-10	8.703104E-01	478
-CONT-		6.476423E+00	2.048229E+00	-7.315309E-08	479	
	237	G	-1.458778E-10	4.491784E-10	8.932840E-01	480
-CONT-		6.647377E+00	1.032885E+00	7.757163E-09	481	
	238	G	-1.480250E-10	-1.815529E-10	9.009849E-01	482
-CONT-		6.704682E+00	-4.468217E-08	2.468723E-09	483	
	239	G	8.136595E-10	2.408244E-10	8.932840E-01	484
-CONT-		6.647377E+00	-1.032885E+00	2.547783E-09	485	
	240	G	-3.214813E-10	-3.315937E-10	8.703103E-01	486
-CONT-		6.476423E+00	-2.048229E+00	1.300657E-08	487	
	241	G	-2.623793E-10	1.413034E-10	8.324587E-01	488
-CONT-		6.194761E+00	-3.028594E+00	-2.580476E-08	489	
	242	G	5.034503E-11	1.460045E-10	7.803732E-01	490
-CONT-		5.807192E+00	-3.957350E+00	2.976074E-08	491	
	243	G	-1.212805E-11	-4.547535E-10	7.149363E-01	492
-CONT-		5.320302E+00	-4.818751E+00	-2.767705E-08	493	
	244	G	2.546712E-10	8.080918E-10	6.372712E-01	494
-CONT-		4.742490E+00	-5.598043E+00	1.535506E-08	495	
	245	G	7.503497E-11	-9.697276E-10	5.486943E-01	496
-CONT-		4.083644E+00	-6.282074E+00	6.235362E-09	497	
	246	G	-9.957470E-10	7.650452E-10	4.507137E-01	498
-CONT-		3.355191E+00	-6.859214E+00	-2.734747E-08	499	
	247	G	1.209951E-09	-3.102166E-10	3.449984E-01	500
-CONT-		2.570012E+00	-7.319576E+00	3.248274E-08	501	
	248	G	-1.327694E-10	-5.191594E-11	2.333490E-01	502
-CONT-		1.742540E+00	-7.655008E+00	-1.159870E-08	503	
	249	G	-6.383936E-10	1.546717E-10	1.176800E-01	504
-CONT-		8.893442E-01	-7.858755E+00	-4.434593E-09	505	
	250	G	0.000000E+00	0.000000E+00	0.000000E+00	506
-CONT-		3.053934E-02	-7.924529E+00	5.213663E-09	507	
	251	G	0.000000E+00	0.000000E+00	0.000000E+00	508
-CONT-		4.389292E-02	6.878717E+00	3.414859E-08	509	
	252	G	2.901857E-09	-1.013052E-09	1.021190E-01	510
-CONT-		1.278005E+00	6.821614E+00	-5.284970E-08	511	
	253	G	-2.159092E-09	1.626613E-09	2.024994E-01	512
-CONT-		2.504188E+00	6.644753E+00	4.748259E-08	513	
	254	G	-2.079128E-09	-1.748539E-09	2.993843E-01	514
-CONT-		3.693295E+00	6.353602E+00	5.388616E-08	515	
	255	G	1.958994E-09	7.940602E-10	3.911206E-01	516
-CONT-		4.821637E+00	5.954007E+00	-3.651071E-08	517	
	256	G	-7.767733E-11	-8.070977E-11	4.761501E-01	518
-CONT-		5.868526E+00	5.453016E+00	5.858443E-08	519	

257	G	-2.173617E-09	-7.241979E-10	5.530142E-01	520
-CONT-		6.815319E+00	4.859269E+00	-4.501126E-08	521
258	G	5.458491E-10	1.642914E-09	6.204107E-01	522
-CONT-		7.645679E+00	4.182819E+00	6.487677E-08	523
259	G	-1.573644E-10	-2.046913E-09	6.771959E-01	524
-CONT-		8.345379E+00	3.435098E+00	2.574090E-08	525
260	G	-7.309447E-10	1.463522E-09	7.223949E-01	526
-CONT-		8.902346E+00	2.628909E+00	-4.054246E-08	527
261	G	-2.852425E-10	-5.374057E-10	7.552420E-01	528
-CONT-		9.307116E+00	1.777924E+00	5.900207E-08	529
262	G	-2.698556E-11	1.461214E-10	7.751782E-01	530
-CONT-		9.552790E+00	8.965747E-01	-4.578501E-09	531
263	G	1.527661E-10	9.027319E-11	7.818609E-01	532
-CONT-		9.635141E+00	-4.534528E-08	8.846246E-09	533
264	G	-4.231517E-10	-3.823604E-10	7.751782E-01	534
-CONT-		9.552790E+00	-8.965748E-01	-2.450071E-08	535
265	G	3.105473E-10	8.039110E-10	7.552420E-01	536
-CONT-		9.307115E+00	-1.777924E+00	8.105058E-09	537
266	G	-5.773301E-11	-8.027402E-10	7.223949E-01	538
-CONT-		8.902346E+00	-2.628910E+00	1.140312E-08	539
267	G	2.859156E-10	6.136105E-10	6.771959E-01	540
-CONT-		8.345379E+00	-3.435098E+00	-1.507078E-08	541
268	G	-3.363037E-10	-3.151309E-10	6.204107E-01	542
-CONT-		7.645679E+00	-4.182820E+00	1.902801E-08	543
269	G	1.818896E-10	-9.059113E-11	5.530142E-01	544
-CONT-		6.815319E+00	-4.859269E+00	-2.130889E-08	545
270	G	-2.438938E-10	4.512291E-10	4.761485E-01	546
-CONT-		5.868505E+00	-5.453027E+00	1.007458E-08	547
271	G	6.333143E-10	-5.799010E-10	3.911224E-01	548
-CONT-		4.821660E+00	-5.953998E+00	1.372582E-08	549
272	G	-7.263705E-10	3.091796E-10	2.993843E-01	550
-CONT-		3.693295E+00	-6.353602E+00	-2.580619E-08	551
273	G	-1.028889E-11	-3.418844E-12	2.024968E-01	552
-CONT-		2.504154E+00	-6.644759E+00	7.168429E-09	553
274	G	6.019916E-10	7.793014E-11	1.021210E-01	554
-CONT-		1.278031E+00	-6.821611E+00	7.639415E-09	555
275	G	0.000000E+00	0.000000E+00	0.000000E+00	556
-CONT-		4.389264E-02	-6.878717E+00	2.626865E-09	557
276	G	0.000000E+00	0.000000E+00	0.000000E+00	558
-CONT-		5.495382E-02	5.490180E+00	1.384776E-08	559
277	G	-2.991557E-09	-4.108076E-10	8.143920E-02	560
-CONT-		1.602661E+00	5.444605E+00	-2.903289E-08	561
278	G	2.858767E-09	7.410669E-10	1.614917E-01	562
-CONT-		3.140352E+00	5.303454E+00	1.529399E-08	563
279	G	3.065630E-09	-1.098270E-09	2.387563E-01	564
-CONT-		4.631568E+00	5.071082E+00	-8.656194E-09	565
280	G	-1.957745E-09	8.858284E-10	3.119151E-01	566
-CONT-		6.046573E+00	4.752158E+00	-1.916674E-08	567
281	G	6.788136E-10	-8.526080E-10	3.797254E-01	568
-CONT-		7.359426E+00	4.352298E+00	-1.456291E-08	569
282	G	1.595043E-09	1.094481E-09	4.410238E-01	570
-CONT-		8.546758E+00	3.878403E+00	2.552696E-08	571
283	G	5.230308E-10	-1.497534E-09	4.947720E-01	572
-CONT-		9.588074E+00	3.338499E+00	-3.202698E-08	573
284	G	8.200375E-10	1.597627E-09	5.400577E-01	574
-CONT-		1.046554E+01	2.741708E+00	-1.614375E-08	575
285	G	4.240694E-10	-1.218873E-09	5.761035E-01	576
-CONT-		1.116400E+01	2.098252E+00	1.678065E-08	577
286	G	1.080647E-09	1.032826E-09	6.022988E-01	578
-CONT-		1.167160E+01	1.419042E+00	-1.542732E-08	579
287	G	2.021360E-10	-9.608017E-10	6.181977E-01	580
-CONT-		1.197969E+01	7.155970E-01	-1.223563E-08	581
288	G	-1.515601E-10	1.290529E-09	6.235272E-01	582
-CONT-		1.208296E+01	-2.794348E-08	5.275574E-09	583
289	G	9.021128E-11	-1.265786E-09	6.181977E-01	584
-CONT-		1.197969E+01	-7.155970E-01	7.458639E-09	585
290	G	-2.623164E-10	1.257751E-09	6.022987E-01	586
-CONT-		1.167160E+01	-1.419042E+00	-2.768586E-09	587
291	G	2.129734E-10	-1.286676E-09	5.761035E-01	588
-CONT-		1.116400E+01	-2.098252E+00	-1.567334E-09	589
292	G	-3.471137E-10	1.262888E-09	5.400577E-01	590
-CONT-		1.046554E+01	-2.741708E+00	-6.942340E-09	591
293	G	4.031274E-10	-1.023323E-09	4.947720E-01	592
-CONT-		9.588074E+00	-3.338499E+00	1.365037E-08	593
294	G	-2.320969E-10	6.800384E-10	4.410238E-01	594
-CONT-		8.546758E+00	-3.878403E+00	-1.391746E-08	595
295	G	1.810471E-10	-3.544189E-10	3.797241E-01	596

-CONT-		7.359401E+00	-4.352307E+00	1.706491E-08	597
	296	G	-3.385068E-10	-9.261772E-11	598
-CONT-		6.046601E+00	-4.752151E+00	-2.546865E-08	599
	297	G	2.767190E-10	5.397529E-10	600
-CONT-		4.631568E+00	-5.071082E+00	2.144494E-08	601
	298	G	5.694238E-11	-6.347112E-10	602
-CONT-		3.140320E+00	-5.303457E+00	4.458423E-09	603
	299	G	-1.919655E-10	3.271778E-10	604
-CONT-		1.602694E+00	-5.444603E+00	-2.175787E-08	605
	300	G	0.000000E+00	0.000000E+00	606
-CONT-		5.495355E-02	-5.490180E+00	1.102849E-08	607
	301	G	0.000000E+00	0.000000E+00	608
-CONT-		6.328223E-02	3.831122E+00	-3.914760E-08	609
	302	G	1.942355E-09	1.161353E-09	610
-CONT-		1.846925E+00	3.799297E+00	8.340869E-08	611
	303	G	-1.944046E-09	-2.156970E-09	612
-CONT-		3.619131E+00	3.700810E+00	-5.429516E-08	613
	304	G	-2.439676E-09	2.269461E-09	614
-CONT-		5.337736E+00	3.538694E+00	-5.541553E-08	615
	305	G	1.087462E-09	-1.087358E-09	616
-CONT-		6.968492E+00	3.316159E+00	6.721481E-08	617
	306	G	-7.183646E-10	2.162661E-10	618
-CONT-		8.481525E+00	3.037133E+00	-1.882481E-08	619
	307	G	-1.323501E-09	-1.837354E-10	620
-CONT-		9.849893E+00	2.706442E+00	-1.959201E-08	621
	308	G	-8.198812E-10	4.042632E-10	622
-CONT-		1.104998E+01	2.329684E+00	3.692669E-09	623
	309	G	-8.213058E-10	-4.254550E-10	624
-CONT-		1.206123E+01	1.913229E+00	-8.587230E-09	625
	310	G	-3.097891E-10	6.590779E-10	626
-CONT-		1.286620E+01	1.464210E+00	1.033353E-08	627
	311	G	-9.277579E-10	-1.052153E-09	628
-CONT-		1.345119E+01	9.902413E-01	-2.290165E-08	629
	312	G	-4.847422E-10	1.320634E-09	630
-CONT-		1.380626E+01	4.993606E-01	7.747463E-09	631
	313	G	1.606121E-10	-1.451226E-09	632
-CONT-		1.392528E+01	-3.377867E-08	1.691336E-09	633
	314	G	-2.259221E-11	1.304817E-09	634
-CONT-		1.380626E+01	-4.993606E-01	-6.767509E-09	635
	315	G	1.295483E-10	-1.141969E-09	636
-CONT-		1.345119E+01	-9.902414E-01	1.159803E-08	637
	316	G	-1.436163E-10	8.850088E-10	638
-CONT-		1.286619E+01	-1.464210E+00	-1.269202E-08	639
	317	G	1.406922E-10	-6.067907E-10	640
-CONT-		1.206123E+01	-1.913230E+00	1.495279E-08	641
	318	G	-1.143280E-10	3.528975E-10	642
-CONT-		1.104998E+01	-2.329684E+00	-1.350882E-08	643
	319	G	2.855764E-11	-2.176574E-10	644
-CONT-		9.849893E+00	-2.706442E+00	6.849186E-09	645
	320	G	-9.420840E-12	1.839471E-10	646
-CONT-		8.481495E+00	-3.037139E+00	-3.896064E-09	647
	321	G	3.020985E-11	-1.717000E-10	648
-CONT-		6.968524E+00	-3.316154E+00	6.818931E-09	649
	322	G	-1.247683E-11	1.256457E-10	650
-CONT-		5.337736E+00	-3.538693E+00	-6.461279E-09	651
	323	G	4.050342E-11	-7.141138E-11	652
-CONT-		3.619095E+00	-3.700813E+00	6.659386E-10	653
	324	G	-3.951774E-11	2.788183E-11	654
-CONT-		1.846962E+00	-3.799296E+00	2.106188E-09	655
	325	G	0.000000E+00	0.000000E+00	656
-CONT-		6.328178E-02	-3.831122E+00	9.398391E-10	657
	326	G	0.000000E+00	0.000000E+00	658
-CONT-		6.809618E-02	1.990368E+00	2.039648E-09	659
	327	G	-2.623281E-10	-6.050821E-11	660
-CONT-		1.998525E+00	1.973751E+00	-6.460495E-08	661
	328	G	7.928421E-10	1.846241E-09	662
-CONT-		3.916382E+00	1.922712E+00	5.507985E-08	663
	329	G	8.971289E-10	-1.339857E-09	664
-CONT-		5.776147E+00	1.838557E+00	7.215120E-08	665
	330	G	-6.631876E-11	6.107079E-11	666
-CONT-		7.540854E+00	1.722952E+00	-4.653173E-08	667
	331	G	4.702816E-10	3.085833E-10	668
-CONT-		9.178165E+00	1.577998E+00	1.082468E-08	669
	332	G	6.424829E-10	1.536863E-10	670
-CONT-		1.065893E+01	1.406180E+00	3.191518E-08	671
	333	G	5.009207E-10	-2.311128E-10	672
-CONT-		1.195759E+01	1.210433E+00	1.402352E-08	673

334	G	5.710639E-10	1.603533E-10	1.927454E-01	674
-CONT-		1.305190E+01	9.940545E-01	1.476745E-08	675
335	G	4.107853E-10	-2.671289E-10	2.056101E-01	676
-CONT-		1.392298E+01	7.607589E-01	2.717736E-09	677
336	G	3.990343E-10	3.160081E-10	2.149591E-01	678
-CONT-		1.455603E+01	5.144985E-01	1.950432E-08	679
337	G	2.613879E-10	-4.753017E-10	2.206334E-01	680
-CONT-		1.494026E+01	2.594526E-01	1.456889E-08	681
338	G	-6.892530E-11	-5.253132E-11	2.225355E-01	682
-CONT-		1.506906E+01	8.880687E-09	-1.078006E-08	683
339	G	0.000000E+00	0.000000E+00	2.206334E-01	684
-CONT-		1.494026E+01	-2.594527E-01	-4.958286E-10	685
340	G	0.000000E+00	0.000000E+00	2.149591E-01	686
-CONT-		1.455603E+01	-5.144985E-01	-2.233591E-09	687
341	G	0.000000E+00	0.000000E+00	2.056101E-01	688
-CONT-		1.392298E+01	-7.607591E-01	2.476143E-09	689
342	G	0.000000E+00	0.000000E+00	1.927454E-01	690
-CONT-		1.305190E+01	-9.940544E-01	-2.425727E-09	691
343	G	0.000000E+00	0.000000E+00	1.765830E-01	692
-CONT-		1.195759E+01	-1.210433E+00	1.971172E-09	693
344	G	0.000000E+00	0.000000E+00	1.574004E-01	694
-CONT-		1.065893E+01	-1.406180E+00	-4.923731E-10	695
345	G	0.000000E+00	0.000000E+00	1.355227E-01	696
-CONT-		9.178133E+00	-1.578001E+00	1.624283E-10	697
346	G	0.000000E+00	0.000000E+00	1.113224E-01	698
-CONT-		7.540889E+00	-1.722949E+00	-5.208594E-10	699
347	G	0.000000E+00	0.000000E+00	8.521188E-02	700
-CONT-		5.776147E+00	-1.838557E+00	2.151178E-10	701
348	G	0.000000E+00	0.000000E+00	5.763627E-02	702
-CONT-		3.916343E+00	-1.922713E+00	-6.983349E-10	703
349	G	0.000000E+00	0.000000E+00	2.906770E-02	704
-CONT-		1.998565E+00	-1.973750E+00	6.813404E-10	705
350	G	0.000000E+00	0.000000E+00	0.000000E+00	706
-CONT-		6.809586E-02	-1.990368E+00	0.000000E+00	707
351	G	0.000000E+00	0.000000E+00	0.000000E+00	708
-CONT-		6.942667E-02	7.211397E-02	0.000000E+00	709
352	G	0.000000E+00	0.000000E+00	0.000000E+00	710
-CONT-		2.049838E+00	7.201307E-02	9.045797E-09	711
353	G	0.000000E+00	0.000000E+00	0.000000E+00	712
-CONT-		4.016748E+00	7.051993E-02	-2.733938E-08	713
354	G	0.000000E+00	0.000000E+00	0.000000E+00	714
-CONT-		5.924151E+00	6.749432E-02	-3.093548E-08	715
355	G	0.000000E+00	0.000000E+00	0.000000E+00	716
-CONT-		7.734076E+00	6.333356E-02	2.286854E-09	717
356	G	0.000000E+00	0.000000E+00	0.000000E+00	718
-CONT-		9.413328E+00	5.800564E-02	-1.621661E-08	719
357	G	0.000000E+00	0.000000E+00	0.000000E+00	720
-CONT-		1.093204E+01	5.170415E-02	-2.215458E-08	721
358	G	0.000000E+00	0.000000E+00	0.000000E+00	722
-CONT-		1.226398E+01	4.450563E-02	-1.727313E-08	723
359	G	0.000000E+00	0.000000E+00	0.000000E+00	724
-CONT-		1.338633E+01	3.655375E-02	-1.969186E-08	725
360	G	0.000000E+00	0.000000E+00	0.000000E+00	726
-CONT-		1.427973E+01	2.797114E-02	-1.416501E-08	727
361	G	0.000000E+00	0.000000E+00	0.000000E+00	728
-CONT-		1.492900E+01	1.891923E-02	-1.375980E-08	729
362	G	0.000000E+00	0.000000E+00	0.000000E+00	730
-CONT-		1.532307E+01	9.539934E-03	-9.013378E-09	731
363	G	0.000000E+00	0.000000E+00	0.000000E+00	732
-CONT-		1.545517E+01	-5.140754E-08	2.376735E-09	733
364	G	0.000000E+00	0.000000E+00	0.000000E+00	734
-CONT-		1.532307E+01	-9.539819E-03	0.000000E+00	735
365	G	0.000000E+00	0.000000E+00	0.000000E+00	736
-CONT-		1.492900E+01	-1.891939E-02	0.000000E+00	737
366	G	0.000000E+00	0.000000E+00	0.000000E+00	738
-CONT-		1.427973E+01	-2.797090E-02	0.000000E+00	739
367	G	0.000000E+00	0.000000E+00	0.000000E+00	740
-CONT-		1.338633E+01	-3.655414E-02	0.000000E+00	741
368	G	0.000000E+00	0.000000E+00	0.000000E+00	742
-CONT-		1.226398E+01	-4.450497E-02	0.000000E+00	743
369	G	0.000000E+00	0.000000E+00	0.000000E+00	744
-CONT-		1.093204E+01	-5.170528E-02	0.000000E+00	745
370	G	0.000000E+00	0.000000E+00	0.000000E+00	746
-CONT-		9.413297E+00	-5.800521E-02	0.000000E+00	747
371	G	0.000000E+00	0.000000E+00	0.000000E+00	748
-CONT-		7.734110E+00	-6.333184E-02	0.000000E+00	749
372	G	0.000000E+00	0.000000E+00	0.000000E+00	750

-CONT-			5.924151E+00	-6.749714E-02	0.000000E+00	751
	373	G	0.000000E+00	0.000000E+00	0.000000E+00	752
-CONT-			4.016709E+00	-7.051848E-02	0.000000E+00	753
	374	G	0.000000E+00	0.000000E+00	0.000000E+00	754
-CONT-			2.049877E+00	-7.201176E-02	0.000000E+00	755
	375	G	0.000000E+00	0.000000E+00	0.000000E+00	756
-CONT-			6.942618E-02	-7.211673E-02	0.000000E+00	757

A.7 Listato Fortran 90: software “nastrancomposite”

```
=====

!QUESTO FILE CALCOLA LA TRASMISSION LOSS TL DISCRETA PER UN PANNELLO IN
!MATERIALE COMPOSITO (O QUALSIASI) E RICHIEDE IN INGRESSO LE DIMENSIONI
!DEL PANNELLO, IL VALORE DELLA DENSITÀ DELL'ARIA, DELLO SMORZAMENTO, E
!DELLA DENSITÀ SUPERFICIALE

PROGRAM NASTRANCOMPOSITE

IMPLICIT NONE
INTEGER :: i,j,k,w,h,t,s,nl,freqmax,nodix,nodiy,noditot,imx,imy,moditot
REAL :: r,g,p,q,xx,yy,pi,eta,n,ca,p1,p2,p3,p4,p5,p6,ros,
        potenzal,potenza2,potenza3,pigrinc,mgen
REAL :: a,b,deltax,deltay,Arif,press,il,i2,j2,hh,roa

!N.B. QUESTO PROGRAMMA E' STATO SCRITTO PER UNA GRIGLIA DEL PANNELLO
!CON 25 NODI LUNGO L'ASSE X E 15 LUNGO QUELLO Y, E PER VALORI PRECISI
!DEGLI INDICI MODALI IMX=7 E IMY 7 IN MANIERA TALE DA AVERE 375 NODITOT
!DELLA GRIGLIA E 49 MODI DI VIBRARE ANALIZZATI.
!INFINE IL RANGE DI FREQUENZE DI INTERESSE E' PARI A 5000 HZ

!DICHIARAZIONE DEGLI ARRAY UNIDIMENSIONALI E BIDIMENSIONALI

REAL,DIMENSION (375,49) :: fi
REAL,DIMENSION (375) :: area
REAL,DIMENSION (375) :: fest
REAL,DIMENSION (49) :: c
REAL,DIMENSION (375) :: x
REAL,DIMENSION (375) :: y
REAL,DIMENSION (49) :: aa
REAL,DIMENSION (49) :: bb
REAL,DIMENSION (375,375) :: zzh
REAL,DIMENSION (375,49) :: cfi
REAL,DIMENSION (375,375) :: rr
REAL,DIMENSION (375,375) :: rreal
REAL,DIMENSION (375,375) :: qq
INTEGER,DIMENSION (5000) :: fr
REAL,DIMENSION (5000) :: omega
REAL,DIMENSION (5000) :: omega2
REAL,DIMENSION (5000) :: omega4
REAL,DIMENSION (49) :: omeganat
REAL,DIMENSION (49) :: freqnat
REAL,DIMENSION (49) :: omeganat2
REAL,DIMENSION (49) :: etaomeganat2
REAL,DIMENSION (375,2) :: coord
REAL,DIMENSION (5000) :: ka
REAL,DIMENSION (5000) :: pigrx
REAL,DIMENSION (5000) :: pigrpist
REAL,DIMENSION (5000) :: sigma
REAL,DIMENSION (5000) :: TLml
REAL,DIMENSION (5000) :: tau
REAL,DIMENSION (5000) :: tl
REAL,DIMENSION (49) :: eigenv
```

```

CALL LEGGERE(FI)
CALL LEGGERE2(eigenv,omeganat,freqnat)

!IMMISSIONE DELLE COSTANTI VELOCITA' DEL SUONO IN ARIA, PI GRECO,
!DENSITA' DEL PANNELLO E DELL'ARIA

ca=340.
pi=3.14159
roa=1.225

PRINT*, 'INSERISCI IL VALORE DELLA DENSITA' DELL ARIA IN KG/M^3'
READ*, ROA
PRINT*, 'INSERISCI IL VALORE DELLO SMORZAMENTO '
READ*, ETA

!IMMISSIONE DELLE DIMENSIONI DEL PANNELLO
PRINT*, 'INSERISCI IL VALORE DI A IN METRI (LATO LUNGO DEL PANNELLO)'
READ*, A
PRINT*, 'INSERISCI IL VALORE DI B IN METRI (LATO CORTO DEL PANNELLO)'
READ*, B
PRINT*, 'INSERISCI IL VALORE DELLO SPESSORE HH IN METRI'
READ*, HH

!IMMISSIONE DELLA DENSITA' SUPERFICIALE DEL PANNELLO
PRINT*, 'INSERISCI IL VALORE DELLA DENSITA' SUPERFICIALE DEL PANNELLO IN
      KG/M^3'
READ*, ROS

!PARTE DEL SOFTWARE DEDICATA ALLA DEFINIZIONE E
!ALLA DISCRETIZZAZIONE DEL PANNELLO CHE RESTITUISCE
!I VALORI DELLA GRIGLIA DI CALCOLO

mgen=ros*(a*b/4)
nodix=25
nodi y=15
noditot=nodix*nodi y
deltax=a/(nodix-1)
deltay=b/(nodi y-1)

!IMMISSIONE DEL NUMERO DEI MODI DI VIBRARE PRESI IN COSIDERAZIONE
imx=7
imy=7
moditot=imx*imy

!CALCOLO DEL VETTORE FORZANTE I CUI ELEMENTI SONO DATI DAL PRODOTTO
!DELLA PRESSIONE UNITARIA PER L'AREA ELEMENTARE Arif

arif=(a*b)/((nodix-1)*(nodi y-1))

DO i=1,noditot
  area(i)=arif
END DO

press=1

DO i=1,noditot
  fest(i)=2*press*area(i)
END DO

!IN QUESTA PARTE DEL SOFTWARE SI PROCEDE ALLA COSTRUZIONE DELLA MATRICE
!COORD CHE RISULTA COMPOSTA DA DUE COLONNE E DA UN NUMERO DI RIGHE PARI

```

!AL NUMERO TOTALE DEI NODI DELLA GRIGLIA DI CALCOLO (NEL NOSTRO CASO IL
!VALORE DI NODITOT)

```
DO i1=1,nodix
  DO i2=1,nodiy
    coord((i1-1)*nodiy+i2,1)=(i1-1)*deltax
  END DO
END DO
```

```
DO i1=1,nodix
  DO i2=1,nodiy
    coord((i1-1)*nodiy+i2,2)=(i2-1)*deltay
  END DO
END DO
```

!LA MATRICE RR CALCOLATA IN QUESTA FASE PERCHE INDIPENDENTE DALLA
!FREQUENZA COME LE PRECEDENTI FORNISCE LE DISTANZE TRA I VARI PUNTI
!CONSIDERATI DELLA GRIGLIA DI CALCOLO. E UNA MATRICE
!QUADRATA DI DIMENSIONE PARI AL NUMERO DEI PUNTI DELLA GRIGLIA DI
!CALCOLO

```
DO i=1,noditot
  DO j=1,noditot
    IF (i.eq.j) THEN
      rr(i,j)=0
    ELSE
      rr(i,j)=SQRT((coord(i,1)-coord(j,1))*(coord(i,1)-
coord(j,1))+(coord(i,2)-coord(j,2))*(coord(i,2)-coord(j,2)))
    END IF
  END DO
END DO
```

!I VALORI DELL ARRAY UNIDEMENSIONALE C SONO DI COMODO SCATURITI DALLA
!SEMPLIFICAZIONE FATTA A TAVOLINO DEL CALCOLO MATRICIALE COMPLETO CHE
!STA ALLA BASE DEL FENOMENO.
!HA DIMENSIONE PARI AL NUMERO DEI MODI DI VIBRARE

```
DO i=1,moditot
  r=0
  DO j=1,noditot
    g=fi(j,i)*fest(j)
    r=r+g
  END DO
  c(i)=r
END DO
```

!I VALORI DELL ARRAY BIDEMENSIONALE CFI SONO DI COMODO SCATURITI DALLA
!SEMPLIFICAZIONE FATTA A TAVOLINO DEL CALCOLO MATRICIALE COMPLETO CHE
!STA ALLA BASE DEL FENOMENO. HA DIMENSIONE PARI ALLA TRASPOSTA DI FI

```
DO i=1,noditot
  DO j=1,moditot
    cfi(i,j)=c(j)*fi(i,j)
  END DO
END DO
```

!A QUESTO PUNTO VENGONO CHIESTE IN INGRESSO LE FREQUENZE NATURALI CHE
!ECCITANO I MODI PROPRI DEL PANNELLO E CHE SONO IL RISULTATO
!DELL'ELABORAZIONE AGLI ELEMENTI FINITI. (FARE ATTENZIONE ALL'ORDINE DI
!IMMISSIONE).


```
!IN QUESTO CASO LE FREQUENZE NATURALI SONO STATE CALCOLATE IN MANIERA
!ANALITICA E SONO PRESENTI IN ORDINE CRESCENTE NELLA TERZA COLONNA
!DELLA MATRICE HHs
```

```
DO i=1,moditot
    omeganat2(i)=eigenv(i)
    omeganat(i)=SQRT(omeganat2(i))
    fregnat(i)=omeganat(i)/(2*pi)
END DO
```

```
!QUI SI DECIDE L INTERVALLO DI FREQUENZA DI ANALISI IN HZ
```

```
freqmax=5000
```

```
DO i=1,freqmax
    FR(i)=i
END DO
```

```
DO i=1,freqmax
    omega(i)=2*pi*fr(i)
    omega2(i)=omega(i)*omega(i)
    omega4(i)=omega(i)**4
END DO
```

```
DO i=1,moditot
    etaomeganat2(i)=eta*omeganat2(i)
END DO
```

```
DO k=1,freqmax
    n=0
    p1=0
    n1=0
    p3=0
    p6=0
    DO i=1,noditot
        p=0
        q=0
        DO j=1,moditot
            aa(j)=(1/mgen)*((omeganat2(j)-omega2(k))/(((omeganat2(j)-
            omega2(k))*(omeganat2(j)-omega2(k)))+(
            etaomeganat2(j)*etaomeganat2(j))))
            bb(j)=(1/mgen)*(etaomeganat2(j))/((omeganat2(j)-
            omega2(k))*(omeganat2(j)-omega2(k))+(
            etaomeganat2(j)*etaomeganat2(j)))
            xx=cfi(i,j)*aa(j)
            p=p+xx
            yy=cfi(i,j)*bb(j)
            q=q+yy
        END DO
        x(i)=p
        y(i)=q
        DO t=1,i
            IF (i.eq.t) THEN
                zzh(i,t)=x(t)*x(i)+y(t)*y(i)
            ELSE
                zzh(i,t)=2*(x(t)*x(i)+y(t)*y(i))
            END IF
            zzh(t,i)=zzh(i,t)
        END DO
        ka(k)=omega(k)/CA
        DO s=1,noditot
```

```

        IF (i.eq.s) THEN
            rreal(i,s)=1
        ELSE
            rreal(i,s)=SIN(ka(k)*rr(i,s))/(ka(k)*rr(i,s))
        END IF
    END DO
    DO w=1,noditot
        qq(i,w)=area(i)*rreal(i,w)*area(w)
    END DO
    p2=zzh(i,i)*qq(i,i)
    p1=(p1+p2)
    potenzal=(roa*omega4(k)/(4*pi*ca))*p1
    DO h=i+1,noditot
        p4=zzh(i,h)*qq(i,h)
        p3=(p3+p4)
        potenza2=(roa*omega4(k)/(4*pi*ca))*p3
    END DO
    p5=zzh(i,i)*area(i)
    p6=(p6+p5)
    potenza3=(0.5*roa*ca*omega2(k))*p6
    END DO
    pigrx(k)=potenzal+potenza2
    pigrpist(k)=potenza3
    sigma(k)=pigrx(k)/pigrpist(k)
    pigrinc=(noditot*press*deltax*deltay)/(2*roa*ca)
    tau(k)=pigrx(k)/pigrinc
    tl(k)=10*(LOG10(1/tau(k)))
END DO

j2=roa*ca
DO k=1,freqmax
    tlm1(k)=20*LOG10((omega(k)*ros)/(2*j2))
END DO

```

INSERIRE DESTINAZIONE E DENOMINAZIONE DEL FILE GENERATO

```

OPEN(UNIT=7, FILE='C:\Documents and Settings\ing. Fabio
Russo\Desktop\nastrancomposite2.txt',ACTION='WRITE', STATUS='NEW')

```

```

        GOTO 100
100 CONTINUE
    WRITE(7,150)
150 FORMAT(7x, 'ARRAY_SIGMA')
    DO 114 k=1,freqmax
        WRITE(7,170)(SIGMA(k))
170 FORMAT (E10.4)
114 CONTINUE

    WRITE(7,190)
190 FORMAT(7x, 'ARRAY_fr' )
    DO 115 k=1,freqmax
        WRITE(7,210)(fr(k))
210 FORMAT (I9.0)
115 CONTINUE
    GOTO 200
200 CONTINUE

    WRITE(7,230)
230 FORMAT (7x, 'ARRAY_TLm1')
    DO 116 k=1,freqmax
        WRITE(7,170)(TLm1(k))
116 CONTINUE

```

```

        GOTO 300
300 CONTINUE

        WRITE(7,270)
270 FORMAT (7x, 'ARRAY_tau')
        DO 117 k=1,freqmax
            WRITE(7,170)(tau(k))
117 CONTINUE
        GOTO 400
400 CONTINUE

        WRITE(7,310)
310 FORMAT (7x, 'ARRAY_TRASM_LOSS')
        DO 118 k=1,freqmax
            WRITE(7,170)(TL(k))
118 CONTINUE
        GOTO 500
500 CONTINUE

        WRITE(7,350)
350 FORMAT (7x, 'ARRAY_pigr')
        DO 119 k=1,freqmax
            WRITE(7,170)(pigrx(k))
119 CONTINUE
        GOTO 600
600 CONTINUE

        WRITE(7,390)
390 FORMAT (7x, 'ARRAY_pigrpist')
        DO 120 k=1,freqmax
            WRITE(7,170)(pigrpist(k))
120 CONTINUE

END PROGRAM NASTRANCOMPOSITE

SUBROUTINE LEGGERE(FI)

IMPLICIT NONE
INTEGER :: j,i,k
REAL,DIMENSION(37093)::PIGR
REAL,DIMENSION(750,49)::FI1
REAL,DIMENSION(375,49)::FI

OPEN(UNIT=1, FILE='C:\Documents and Settings\ing. Fabio
Russo\Desktop\materiale2.pch', ACTION='read', STATUS='OLD')

DO j=1,37093
    READ(1,170) pigr(j)
170 FORMAT(59X, E13.0)
END DO

DO i=1,49
    k=0
    DO j=8+757*(i-1),757*i
        k=k+1
        fil(k,i)=pigr(j)
    END DO
END DO

DO i=1,49

```

```

      DO j=1,750
        fi(j,i)=fil((2*j)-1,i)
      END DO
END DO

CLOSE (unit=1)

END SUBROUTINE LEGGERE

SUBROUTINE LEGGERE2(eigenv,omeganat,freqnat)

IMPLICIT NONE
INTEGER ::j,i,k
REAL::pi
CHARACTER::NULLA1,nulla
CHARACTER,DIMENSION(15)::STUP
CHARACTER,DIMENSION(12)::MODE
INTEGER,DIMENSION(49)::NUMMODE
REAL,DIMENSION(49)::EIGENV
REAL,DIMENSION(49)::omeganat
REAL,DIMENSION(49)::freqnat

OPEN(UNIT=1, FILE='C:\Documents and Settings\ing. Fabio
Russo\Desktop\materiale2.pch', ACTION='read', STATUS='OLD')

pi=3.14159
DO I=1,49
  DO 101 J=757*(I-1)+1,757*(I-1)+6
    READ(1,180) NULLA
  180 FORMAT(A80,2A1)
  101 CONTINUE

  J=757*(I-1)+7
  READ(1,181)STUP,EIGENV(I),MODE,NUMMODE(I)
  181 FORMAT(15A1,E13.0,12A1,I3)
  DO 102 J=8,757
    READ(1,182) NULLA1
  182 FORMAT (A100)
  102 CONTINUE
  END DO

  DO k=1,49
    omeganat(k)=SQRT(eigenv(k))
    freqnat(k)=omeganat(k)/(2*pi)
  END DO

END SUBROUTINE LEGGERE2

```

A.8 Listato Matlab: software “main”

```
clear all
clc
close all

StartFreq = 500;
EndFreq = 5000;
Df = 10;
Freq = StartFreq:Df:EndFreq;

%nomeinput = 'test iso.txt';
nomeinput = 'test.txt'; % test iso passed
Mtxt = dlmread(nomeinput, ',');

E11 = Mtxt(1,:);
E22 = Mtxt(2,:);
%E33 = 0.1*E11;
E33 = E11; %test iso
G12 = Mtxt(3,:);
G23 = G12; % test iso
G31 = G12; %test iso
%G23 = 0.9*E33;
%G31 = 1.1*E33;

nu12 = Mtxt(4,:);
nu23 = nu12; %test iso
nu13 = nu12; % test iso
% nu23 = nu12/3;
% nu13 = nu12/3;
nu21 = (E22./E11).*nu12;
nu32 = (E33./E22).*nu23;
nu31 = (E33./E11).*nu13;

rho = Mtxt(5,:);
L = Mtxt(6,:);
theta = Mtxt(7,:);

[Kr0,Kr1,Kr2,M] =
assembly(E11,E22,E33,G12,G23,G31,nu12,nu21,nu23,nu32,nu13,nu31,rho,L,theta);

for i = 1:numel(Freq)

    fr = Freq(i); % in Hz
    om = 2*pi*fr;
    A = DiagMat(Kr0,Kr1,Kr2,M,om);
    [V,D] = eig(A); %linear
    d = diag(D);

    % C0 = Kr0 - om^2*M; % quadratic
    % [X,e] = polyeig(C0,Kr1,Kr2)

    tol = 1e-6;
    [dr,ind] = findreal(d,tol);
    for j = 1:numel(ind)
        WGNumber = j; % 1 = default option
        guide = ind(WGNumber);
        waven(j,i) = dr(guide);
        if dr(guide)>0
```

```

        wavenp(j,i) = dr(guide);
    end
    EigenVect = V(1:length(V(:,1))/2,guide);

    %-----only the first half-length values of the eigenvector are
    nodal displacements
    %      after the re-ordering, they are the following:
    %
    %          u1      x-dir traslation of the 1st node
    %          v1      y-dir
    %          w1      z-dir
    %          u2      x-dir traslation of the 2nd node
    %          v2
    %          w2
    %          ...    and so on

    tol2 = 1e-4;
    [u1,v1,w1] = NodDisp(EigenVect,tol2);
    u(:,j,i) = u1;
    v(:,j,i) = v1;
    w(:,j,i) = w1;
end
end

z(1)=-L(1);
for i=2:(length(L)+1)
    z(i) = z(i-1) + L(i-1);
end

wavenp = sort(wavenp,'descend');
PlotDispersion(wavenp,Freq)
lambda = (2*pi)./wavenp;
PlotLambda(lambda,Freq);
MainVelocity
MainVisual
MainDensity
Mat = [lambda(1,:);Freq];

```

A.9 Listato Fortran 90: software “*mass law 2*”

```
PROGRAM mass_law_2

IMPLICIT NONE
INTEGER :: i,k,freqmax
REAL :: pi,ca,ros
REAL :: j2,j3,hh,roa,ro

!DICHIARAZIONE DEGLI ARRAY UNIDIMENSIONALI E BIDIMENSIONALI

INTEGER,DIMENSION (10000) :: fr
REAL,DIMENSION (10000) :: omega
REAL,DIMENSION (10000) :: omega2
REAL,DIMENSION (10000) :: omega4
REAL,DIMENSION (10000) :: Tlmlnormal
REAL,DIMENSION (10000) :: Tlmldiffuse
REAL,DIMENSION (17) :: Tlmldiffuseband
REAL,DIMENSION (17) :: Frequencyband

!IMMISSIONE DELLE COSTANTI VELOCITA' DEL SUONO IN ARIA, PI GRECO,
  DENSITA' DEL PANNELLO E DELL'ARIA

ca=340.
pi=3.14159
roa=1.225

PRINT*,'INSERISCI IL VALORE DELLA DENSITA' DELL ARIA IN KG/M^3'
READ*, ROA

!IMMISSIONE DELLE DIMENSIONI DEL PANNELLO

PRINT*,'INSERISCI IL VALORE DELLO SPESSORE HH IN METRI'
READ*, HH

!IMMISSIONE DELLA DENSITA' SUPERFICIALE DEL PANNELLO
PRINT*,'INSERISCI IL VALORE DELLA DENSITA' SUPERFICIALE DEL PANNELLO IN
KG/M^3'
READ*, ROS
ro=ros/hh

!QUI SI DECIDE L INTERVALLO DI FREQUENZA DI ANALISI IN HZ

freqmax=10000

DO i=1,freqmax
  FR(i)=i
END DO

DO i=1,freqmax
  omega(i)=2*pi*fr(i)
  omega2(i)=omega(i)*omega(i)
  omega4(i)=omega(i)**4
END DO
j3=ro*hh*pi
j2=roa*ca
DO k=1,freqmax
  tlmlnormal(k)=20*LOG10((omega(k)*ros)/(2*j2))
END DO
```

```

DO k=1,freqmax
  Tlmldiffuse(k)=10*log10(((0.9564*j3*j3*fr(k)*fr(k))/(j2*j2))/
    (log((1+((j3*j3*fr(k)*fr(k))/(j2*j2))))/
    (1+((0.04326*j3*j3*fr(k)*fr(k))/(j2*j2))))))
END DO
Tlmldiffuseband(1)=Tlmldiffuse(250)
Tlmldiffuseband(2)=Tlmldiffuse(315)
Tlmldiffuseband(3)=Tlmldiffuse(400)
Tlmldiffuseband(4)=Tlmldiffuse(500)
Tlmldiffuseband(5)=Tlmldiffuse(630)
Tlmldiffuseband(6)=Tlmldiffuse(800)
Tlmldiffuseband(7)=Tlmldiffuse(1000)
Tlmldiffuseband(8)=Tlmldiffuse(1250)
Tlmldiffuseband(9)=Tlmldiffuse(1600)
Tlmldiffuseband(10)=Tlmldiffuse(2000)
Tlmldiffuseband(11)=Tlmldiffuse(2500)
Tlmldiffuseband(12)=Tlmldiffuse(3150)
Tlmldiffuseband(13)=Tlmldiffuse(4000)
Tlmldiffuseband(14)=Tlmldiffuse(5000)
Tlmldiffuseband(15)=Tlmldiffuse(6300)
Tlmldiffuseband(16)=Tlmldiffuse(8000)
Tlmldiffuseband(17)=Tlmldiffuse(10000)
Frequencyband(1)=250
Frequencyband(2)=315
Frequencyband(3)=400
Frequencyband(4)=500
Frequencyband(5)=630
Frequencyband(6)=800
Frequencyband(7)=1000
Frequencyband(8)=1250
Frequencyband(9)=1600
Frequencyband(10)=2000
Frequencyband(11)=2500
Frequencyband(12)=3150
Frequencyband(13)=4000
Frequencyband(14)=5000
Frequencyband(15)=6300
Frequencyband(16)=8000
Frequencyband(17)=10000

!INSERIRE DESTINAZIONE E DENOMINAZIONE DEL FILE GENERATO
OPEN(UNIT=7, FILE='C:\Documents and Settings\ing. Fabio
  Russo\Desktop\XX.xls',ACTION='WRITE', STATUS='NEW')

      GOTO 100
100 CONTINUE
      WRITE(7,150)
150 FORMAT(5x, 'Tlmldiffuseband')
      DO 114 k=1,17
        WRITE(7,170)(Tlmldiffuseband(k))
170 FORMAT (E10.4)
114 CONTINUE
      WRITE(7,230)
230 FORMAT (5x, 'Frequencyband')
      DO 116 k=1,17
        WRITE(7,170)(Frequencyband(k))
116 CONTINUE
      GOTO 300
300 CONTINUE

END PROGRAM mass_law_2

```


BIBLIOGRAFIA

- [1] S. DE ROSA: *Quaderni di dinamica Strutturale, Aeroelasticità ed Acustoelasticità* DPA Aelab Università degli studi di Napoli
- [2] S. DE ROSA, F. FRANCO, F. RICCI: *Introduzione alla tecnica statistico-energetica (S.E.A.)* Liguori Editore Napoli 1999
- [3] P. J. SHORTER: *Wave propagation and damping in linear viscoelastic laminates* Acoustical Society of America 2004
- [4] P. GIGLIOTTI, G. PAGNOZZI, R. BIANCO: *Il calcolo della potenza Acustica radiata da pannelli piani* Tesi di Laurea Università degli Studi di Napoli 2005
- [5] E. BARBIERI: *Modellazione analitico numerica di una TL facility per lo studio di pannelli in laminato composito* Tesi di Laurea Università degli Studi di Napoli 2006
- [6] L. BLASI, A. COZZOLINO: *La trasmissione del rumore di pannelli in materiale composito con il metodo degli elementi finiti* Tesi di Laurea Università degli Studi di Napoli 1988
- [7] S. DE ROSA: *Appunti di dinamica delle strutture* DPA Aelab Università degli Studi di Napoli
- [8] S. GHINET, N. ATALLA: *The trasmission loss of curved laminates and sandwich composite panels* Acoustical Society of America 2002
- [9] M. L. RUMERMAN: *The effect of fluid loading on radiation efficiency* Acoustical Society of America 2002
- [10] F. MARULO: *Dispense del corso di strutture spaziali* DPA Aelab Università degli studi di Napoli
- [11] C. IANNIELLO: *Dispense del corso di Acustica Applicata* Istituto di Fisica Tecnica Università degli studi di Napoli
- [12] R. A. SHENOI, J. F. WELLICOME: *Composite materials in maritime structures* Cambridge University

- [13] E. H SIMS: *Alluminium Boatbuilding* Adlard Coles Nautical London
- [14] A. FARINA: *Propagazione sonora e previsione del rumore negli ambienti di lavoro* Dipartimento di ingegneria industriale di Parma
- [15] F. FRANCO: *Esperienze di dinamica strutturale a media-alta densità modale* Tesi di Dottorato DPA Aelab Università degli studi di Napoli
- [16] A. FERRARI, E. RIZZUTO: *Characterisation of anti-noise treatments for cabin floors* DINAV Università degli studi di Genova
- [17] J. PLUNT: *The use of statistical energy analysis (SEA) for the noise level prediction and design of luxury motor Yachts* Internoise Fort Lauderdale, Florida 1999
- [18] F. FRANCO: *Il rumore strutturale a bordo delle navi*. DIN Università degli studi di Napoli
- [19] A. C. NILSSON: *Attenuation of structure-borne sound in superstructures on ships* Journal of Sound and Vibration 1977
- [20] A. C. NILSSON: *Reduction of structure-borne sound in simple ship structures: results of model test* Journal of Sound and Vibration 1978
- [21] J. TRATCH JR: *Vibration transmission through machinery foundation and ship bottom structure* Massachusetts Institute of Technology 1985
- [22] A. C. NILSSON: *A method for the prediction of noise and velocity levels in ship constructions* Journal of Sound and Vibration 1983
- [23] J. S. KIM, H. J. HANG: *Shipboard noise prediction package based on statistical energy analysis* PRADS 1995
- [24] B. RADANOVIC: *Sound transmission characteristics of ship structure* IMAM Dubrovnik 1995
- [25] A. CERNIGLIA: *Analisi dei modi di vibrazione* Tecniche Nuove 1999
- [26] T. L. TURNER: *A spectral analysis approach for acoustic radiation from composite panels* NASA Hampton 1995

- [27] A. RIVOLA: *Dinamica delle macchine e dei sistemi meccanici* Università degli studi di Bologna sede di Forlì
- [28] P. HYNNA, P. KLINGE, J. VUOKSINEN: *Prediction of structure-borne sound transmission in large welded ship structures using statistical energy analysis* Journal of Sound and Vibration 1995
- [29] F. DE LORENZO, M. BIOT, A. BLANCHET: *Ship noise and vibrations: some notes on the evolution of the standards* ICMRT '05 Ischia Naples 2005
- [30] A. PIRO: *Progettazione, realizzazione e qualificazione di una Transmission Loss Facility* Tesi di Laurea Università degli Studi di Napoli 2006
- [31] K. M. JERIC: *An Experimental Evaluation of the Application of Smart Damping Materials for Reducing Structural Noise and Vibrations* Virginia Polytechnic Institute and State University Blacksburg, Virginia 1999
- [32] SAE STANDARDS J1400 *Laboratory Measurements of the Airborne Sound Barrier Performance of Automotive Materials and Assemblies* May 1990
- [33] G. H. KOOPMANN, J. B. FAHNLIN: *DESIGNING QUIET STRUCTURES A Sound Power Minimization Approach* San Diego London Boston New York Sydney Tokyo Toronto 1997
- [34] MSC/NASTRANTM: *Reference manual* MSC 2004

RINGRAZIAMENTI

Il mio primo grazie va al Prof. Sergio De Rosa per la grande disponibilità accordatami sin da quando mi presentai per la prima volta nel suo studio al primo piano del D.P.A. per chiedergli qualche consiglio su come “imbrigliare” questa tesi che stentava a decollare. La sua disponibilità non è stata solo iniziale ma è continuata e cresciuta nel tempo concretizzandosi in un apporto sostanziale per il completamento di questo lavoro.

Al Prof. Francesco Franco per la considerevole mole di preziosi articoli che hanno rappresentato un valido riferimento.

Agli ingegneri aeronautici Ettore Barbieri, Andrea Cammarano e Tiziano Polito per il significativo bagaglio di conoscenze che hanno voluto condividere con me.

Grazie Smarfers!

Ai miei tutor Prof. Flavio Balsamo e Prof. Franco Quaranta che mi hanno accordato piena libertà nella scelta dell’argomento della tesi accettando la sfida di confrontarsi con tematiche per loro del tutto nuove.

Al Prof. Gino Iannace grazie al quale si è avviato il discorso dell’acustica applicata al campo della nautica.

Agli ingegneri navali e colleghi dottorandi Marcello Barone, Francesco Caprio, Catello Girace, Giuseppe Di Pinto, Mario Stella, Chiara Sessa, Maria Turtoro e Alessandro Pranzitelli per il sostegno reciproco in un’attività non sempre facile.

Agli ingegneri navali Angelo D’Ettore e Domenico Vagnati per la gentile concessione dei pannelli nautici che sono stati utilizzati per le prove.

Grazie a Marco amico e testimone di nozze per i suoi preziosi consigli sui miei primi passi nella programmazione.

Grazie alla mia famiglia, quella d’origine mio padre, mia madre mia sorella e quella a cui abbiamo dato vita da circa sei mesi con Anna Rita per il continuo sostegno anche quando preso da mille pensieri sono stato intrattabile. Grazie a tutti. Fabio.